СПРАВОЧНИК ПРОЕКТИРОВЩИКА

ВЕНТИЛЯЦИЯ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА

ГЛАВНОЕ УПРАВЛЕНИЕ
ПО СТРОИТЕЛЬНОМУ ПРОЕКТИРОВАНИЮ
ПРЕДПРИЯТИЙ,
ЗДАНИЙ И СООРУЖЕНИЙ ГОССТРОЯ СССР

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ПРОЕКТНЫЙ ИНСТИТУТ
САНТЕХПРОЕКТ

СПРАВОЧНИК ПРОЕКТИРОВЩИКА ПРОМЫШЛЕННЫХ, ЖИЛЫХ И ОБЩЕСТВЕННЫХ ЗДАНИЙ И СООРУЖЕНИЙ

ВЕНТИЛЯЦИЯ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА (ВНУТРЕННИЕ САНИТАРНО-ТЕХНИЧЕСКИЕ УСТРОЙСТВА)

Часть II

Под общей редакцией канд. техн. наук И. Г. СТАРОВЕРОВА

ИЗДАТЕЛЬСТВО ЛИТЕРАТУРЫ ПО СТРОИТЕЛЬСТВУ
Москва—1969

ПЕРЕЧЕНЬ ТОМОВ, ВХОДЯЩИХ В СЕРИЮ СПРАВОЧНИКОВ ПРОЕКТИРОВЩИКА ПРОМЫШЛЕННЫХ, ЖИЛЫХ И ОБЩЕСТВЕННЫХ ЗДАНИЙ И СООРУЖЕНИЙ

ВЫШЛИ В СВЕТ

Сборные железобетонные конструкции
Промышленный транспорт
Организация строительства и производство строительно-монтажных работ. Промышленное строительство
Расчетно-теоретический
Металлические конструкции промышленных зданий и сооружений
Градостроительство
Канализация населенных мест и промышленных предприятий
Водоснабжение населенных мест и промышленных предприятий
Отопление, водопровод и канализация (внутренние санитарно-технические устройства) Ч. I.
Вентиляция и кондиционирование воздуха (внутренние санитарно-технические устройства). Ч. II.
Каменные и армокаменные конструкции зданий и сооружений

ПОДГОТАВЛИВАЮТСЯ К ИЗДАНИЮ

Архитектура промышленных предприятий, зданий и сооружений

ГЛАВНАЯ РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ СЕРИИ

Н. П. Багузов *(главный редактор)*, М. С. Волчегорский *(зам. главного редактора)*, С. Н. Добрынин, И. А. Назаров, С. И. Колесников, Н. П. Мельников, И. Г. Староверов, А. А. Сусников

Главное управление по строительному проектированию предприятий, зданий и сооружений Госстроя СССР
Государственный проектный институт Сантехпроект

СПРАВОЧНИК ПРОЕКТИРОВЩИКА ПРОМЫШЛЕННЫХ, ЖИЛЫХ И ОБЩЕСТВЕННЫХ ЗДАНИЙ И СООРУЖЕНИЙ

Вентиляция и кондиционирование воздуха

* * *

Стройиздат
Москва, К-31, Кузнецкий мост, д. 9

* * *

Редакторы издательства *И. Л. Скворцова, И. М. Замышляева*
Технический редактор *Д. Я. Касимов*
Корректоры *И. А. Зайцева, Л. С. Рожкова*

Сдано в набор 19/VIII 1968 г. Подписано к печати 22/V 1969 г. Т-08024. Бумага 84×108¹/₁₆—16,75 бум. л.=56,28 усл. печ. л. (уч.-изд. 71,42 л.) Тираж 25.000 экз. Изд. № X-4524. Зак. № 1014. Цена 3 р. 87 к.

Владимирская типография Главполиграфпрома
Комитета по печати при Совете Министров СССР
Гор. Владимир, ул. Победы, д. 18-б

УДК 721.01 : 725/728(031)+62—52 : 696/697

Настоящая книга является второй частью справочника по проектированию внутренних санитарно-технических устройств зданий и сооружений. В ней приведены руководящие и нормативные материалы, а также сведения по расчету и проектированию систем вентиляции, кондиционирования воздуха и краткие сведения по автоматике санитарно-технических устройств.

Справочник предназначен для широкого круга инженерно-технических работников проектных, монтажно-строительных и эксплуатационных организаций, а также может быть полезен для учащихся высших и средних технических заведений.

Таблиц 346, иллюстраций 434.

3—2—10
70—68

АВТОРЫ-СОСТАВИТЕЛИ

Д-р техн. наук В. Н. Талиев, кандидаты техн. наук Б. В. Баркалов, В. В. Коробов, А. И. Пирумов, П. К. Разумов, И. Г. Староверов, Т. А. Фиалковская, В. М. Эльтерман, А. Г. Якимов и инженеры Х. Л. Аврух, Ю. Е. Ермаков, В. М. Зусманович, В. А. Игнатьев, И. Н. Лейкин, И. А. Лупаков, Л. Ф. Моор, В. И. Мошкин, И. Н. Поршнев, Я. Б. Раскин, Н. Н. Сидоров, В. Б. Чистовский, А. М. Шиманович

Научные редакторы

Канд. техн. наук Б. В. Баркалов и инж. В. И. Мошкин

ОГЛАВЛЕНИЕ

Стр.

Предисловие 9

РАЗДЕЛ I

ВЕНТИЛЯЦИЯ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА

Глава 1

Основные положения

1.1. Метеорологические и санитарные условия в помещениях 10
1.2. Расчетные параметры наружного воздуха 13
1.3. Физические характеристики воздуха и применение *I—d*-диаграммы для расчетов 13
1.4. Организация воздухообменов 25
А. Общая часть 25
Б. Определение воздухообменов 25
В. Подача и удаление воздуха 26
Г. Зональная вентиляция 27
1.5. Размещение воздухоприемных отверстий и выбросных устройств 27
А. Расположение воздухозаборов и выбросов воздуха 27
Б. Рассеивание вредностей, выбрасываемых через фонари, крышные вентиляторы и шахты . . . 28
В. Рассеивание вредных веществ при помощи высоких труб 31

Глава 2

Поступление в помещения тепла и влаги и борьба с ними

2.1. Основные положения 34
А. Источники выделения тепла и влаги. Составление тепловых балансов 34
Б. Мероприятия по уменьшению поступления тепла и влаги в помещения 34
2.2. Определение тепловыделений от оборудования, материалов и искусственного освещения. Выделение тепла и влаги людьми 34
А. Основные положения 34
Б. Тепловыделения от промышленных печей . . . 34
В. Переход механической энергии в тепловую . . 36
Г. Тепловыделения от остывающих изделий . . . 37
Д. Тепловыделения от открытых водных поверхностей 37
Е. Тепловыделения, поступающие с продуктами сгорания и от химических реакций 37
Ж. Тепловыделения от искусственного освещения 38
З. Выделение тепла и влаги людьми 38
2.3. Поступление тепла через наружные и внутренние ограждения помещений и зданий 38
А. Поступление тепла за счет солнечной радиации через массивные ограждения 38
Б. Поступление тепла за счет солнечной радиации через остекленные поверхности 42
В. Поступление тепла за счет инфильтрации воздуха в теплый период года 45
Г. Поступление тепла через внутренние ограждения 45

Стр.

2.4. Влаговыделения и борьба с ними 46
А. Определение влаговыделений 46
Б. Определение воздухообменов 47
В. Предупреждение конденсации влаги на ограждающих конструкциях зданий 49
Г. Расчет продувки горячим воздухом укрытий и верхней зоны помещения 49

Глава 3

Поступление вредных газов и паров в помещения и определение воздухообменов

3.1. Источники выделения вредных газов, паров и пыли 51
3.2. Основные принципы вентиляции помещений с вредностями в виде газов и паров 52
3.3. Практические указания по вентиляции помещений с газовыми вредностями 53

Глава 4

Обеспыливание воздуха

4.1. Основные положения 63
А. Общие сведения 63
Б. Классификация пылей 64
В. Дисперсность пылей 65
Г. Классификация обеспыливающего оборудования 66
4.2. Очистка приточного и рециркуляционного воздуха . 67
А. Требования к очистке приточного и рециркуляционного воздуха 67
Б. Выбор и расчет фильтров для очистки наружного и рециркуляционного воздуха 67
В. Масляные воздушные фильтры 68
Г. Волокнистые воздушные фильтры 70
Д. Губчатые воздушные фильтры 71
Е. Электрические воздушные фильтры 72
4.3. Очистка воздушных выбросов вентиляционных систем 72
А. Выбор и расчет пылеуловителей для очистки запыленных вентиляционных выбросов 72
Б. Пылеосадочные камеры 73
В. Циклонные пылеуловители 73
Г. Мокрые пылеуловители 75
Д. Рукавные пылеуловители 75

Глава 5

Аэрация зданий

5.1. Основные положения 77
5.2. Расчет аэрации однопролетных зданий 80
5.3. Расчет аэрации двухпролетных зданий 83
5.4. Расчет аэрации многопролетных зданий 84
5.5. Расчет аэрации многоэтажных зданий 85
5.6. Особенности расчета аэрации при наличии механической вентиляции и при замене фонарей шахтами 85

Стр.

Глава 6

Особенности вентиляции жилых и общественных зданий и вспомогательных помещений промышленных предприятий

6.1. Основные положения 86
6.2. Жилые здания 87
А. Дома с индивидуальными квартирами 87
Б. Многоэтажные здания 89
В. Общежития 90
Г. Гостиницы 90
6.3. Административные здания и вспомогательные помещения промышленных предприятий 91
6.4. Общественные здания 92
А. Детские учреждения 92
Б. Общеобразовательные школы 93
В. Лечебно-профилактические учреждения . . . 94
Г. Кинотеатры и клубы 97
Д. Бани 98
Е. Прачечные 100
Ж. Мастерские химической чистки 102
З. Предприятия культурно-бытового обслуживания населения 102
И. Магазины 103
К. Предприятия общественного питания . . . 104
Л. Охлаждаемые камеры и холодильные установки предприятий общественного питания и продовольственных магазинов 107
6.5. Вентиляционные каналы и шахты 108
А. Вентиляционные каналы 108
Б. Вентиляционные вытяжные шахты 109

Глава 7

Кондиционирование воздуха

7.1. Основные положения проектирования систем кондиционирования воздуха и вентиляции с испарительным охлаждением воздуха 111
А. Общие сведения 111
Б. Классификация систем кондиционирования воздуха 112
В. Выбор параметров внутреннего воздуха . . . 112
7.2. Производительность систем кондиционирования воздуха и расход наружного воздуха 113
А. Полезная и полная производительность кондиционеров 113
Б. Расход наружного воздуха 114
7.3. Системы кондиционирования воздуха 116
А. Основные положения 116
Б. Центральные системы кондиционирования, работающие на наружном воздухе 117
В. Центральные системы кондиционирования воздуха, работающие с рециркуляцией 121
Г. Центральные многозональные системы кондиционирования воздуха, работающие на наружном воздухе 124
Д. Центральные многозональные системы кондиционирования воздуха, работающие с рециркуляцией 127
Е. Центральные системы кондиционирования воздуха большой производительности 128
Ж. Местные системы кондиционирования воздуха 129
З. Комбинированные системы кондиционирования воздуха 129
И. Системы кондиционирования воздуха высокого давления 130
7.4. Камеры орошения кондиционеров 131
А. Основные положения 131
Б. Теплотехнический расчет одноступенчатых камер орошения по методу Промстройпроекта . 131
В. Данные для определения коэффициентов орошения одноступенчатых камер по методу Промстройпроекта 133
Г. Теплотехнический расчет одноступенчатых камер по методу Промстройпроекта, предназначенных для охлаждения и осушки воздуха при малой интенсивности орошения 137
Д. Теплотехнический расчет одноступенчатых камер орошения по методу Сантехпроекта . . . 137
Е. Примеры расчетов камер орошения 141
7.5. Воздухоохладители с орошаемыми насадками из колец 142
7.6. Поверхностные воздухоохладители 144
А. Основные положения 144
Б. Расчет поверхностных воздухоохладителей по методу д-ра техн. наук А. А. Гоголина . . . 145

Стр.

В. Расчет ребристых поверхностных воздухоохладителей по методу д-ра техн. наук Е. Е. Карписа 148
Г. Расчет ребристых поверхностных орошаемых воздухоохладителей (ПВО) по методу д-ра техн. наук Е. Е. Карписа 148
Д. Коэффициенты теплопередачи, тепловосприятия, теплоотдачи и другие расчетные данные . 149
Е. Сопротивление воздухоохладителей проходу воздуха и хладоносителя 151
Ж. Примеры расчета воздухоохладителей 152
7.7. Увлажнение и испарительное охлаждение воздуха . 154
А. Системы местного доувлажнения 154
Б. Увлажнение воздуха паром 155
В. Косвенное и комбинированное испарительное охлаждение воздуха 157
7.8. Осушка воздуха сорбентами 159
7.9. Холодоснабжение систем кондиционирования воздуха 164
А. Основные положения 164
Б. Естественные источники холода 165
В. Наиболее употребительные хладагенты . . . 167
Г. Компрессорные холодильные станции 168
Д. Пароэжекторные и абсорбционные холодильные станции 169
Е. Системы холодоснабжения кондиционеров . 170
Ж. Водяные аккумуляторы холода 172

Глава 8

Распределение воздуха в помещении

8.1. Закономерности приточных турбулентных струй . . 177
8.2. Расчеты приточных струй 183
А. Коэффициенты для настилающихся струй . . 183
Б. Коэффициенты для стесненных струй 186
В. Коэффициенты для учета взаимодействия параллельных струй 188
Г. Коэффициенты для учета неизотермичности струй 188
8.3. Расчет распределения воздуха 191
А. Распределение воздуха через поворотные патрубки ВНИИГС 191
Б. Распределение воздуха через пристенные воздухораспределители типа ВП конструкции ВНИИГС 192
В. Распределение воздуха через жалюзийные решетки и щелевые выпуски, размещаемые в верхней зоне 193
Г. Распределение воздуха через потолочные плафоны 196
Д. Распределение воздуха струями, направленными вверх 199
Е. Распределение воздуха через потолочные перфорированные панели 200
Ж. Распределение воздуха через перфорированные воздуховоды 203
И. Общие рекомендации по распределению воздуха 204

Глава 9

Воздушные души

9.1. Устройство воздушных душей 206
А. Основные положения 206
Б. Расчетные параметры 206
В. Конструктивные указания 207
9.2. Расчет воздушных душей 209
А. Расчет душирования горизонтальными и наклонными струями 209
Б. Воздушное душирование по способу ниспадающего потока 211

Глава 10

Воздушные завесы

10.1. Основные положения 212
10.2. Расчеты воздушных завес 213
А. Расчет воздушных и воздушно-тепловых завес шиберующего действия у наружных ворот и технологических проемов в промышленных зданиях 213
Б. Расчет воздушно-тепловых завес у входных дверей общественных и вспомогательных многоэтажных зданий высотой 3 этажа и более . . 218

Стр.

Глава 11

Местные отсосы

11.1. Местные отсосы открытого типа 219
А. Вытяжные зонты 220
Б. Отсасывающие панели 221
В. Бортовые отсосы 223
Г. Вытяжные шкафы 225
Д. Вентилируемые камеры 227
Е. Активированные местные отсосы 229
11.2. Кожухи-воздухоприемники 232
А. Кожухи-воздухоприемники для абразивных станков 232
Б. Кожухи-воздухоприемники для металлообрабатывающих станков 233
В. Кожухи-воздухоприемники для станков, обрабатывающих графитно-угольные изделия . . . 233
Г. Кожухи-воздухоприемники для сварочных работ 234
11.3. Аспирируемые укрытия 235

Глава 12

Пневматический транспорт отходов деревообработки

12.1. Внутрицеховой пневматический транспорт отходов деревообработки 240
А. Основные положения 240
Б. Очистка воздуха от отходов 242
В. Расчет систем пневматического транспорта . . 243
12.2. Межцеховой пневматический транспорт отходов деревообработки 243
А. Основные положения 243
Б. Основные узлы пневмотранспортных установок 264
В. Расчет межцеховых пневмотранспортных установок 268

Глава 13

Конструктивные указания по системам механической вентиляции и кондиционирования воздуха и выбор оборудования

13.1. Компоновка вентиляционных систем 268
А. Размещение приточных и вытяжных камер . 268
Б. Воздуховоды 268
В. Запорные и регулирующие устройства 269
13.2. Установки приточной и вытяжной вентиляции . . . 270
А. Общие указания 270
Б. Установки приточной вентиляции 271
В. Установки вытяжной вентиляции 274
13.3. Оборудование механической вентиляции 274
А. Вентиляторы 274
Б. Электродвигатели 277
В. Передачи 277
Г. Калориферы 278

Глава 14

Расчет воздуховодов

14.1. Расчет воздуховодов для вентиляции 281
А. Размеры воздуховодов 281
Б. Воздуховоды приточных и вытяжных систем вентиляции общего назначения, воздушного отопления и кондиционирования воздуха . . . 282
В. Воздуховоды систем аспирации и пневматического транспорта 323
Г. Воздуховоды систем, работающих с естественным движением воздуха 325
14.2. Воздухоприемники и воздухораспределители 327
А. Воздухоприемники равномерного всасывания . 327
Б. Воздухораспределители равномерной раздачи воздуха 328

Стр.

Глава 15

Клапаны для регулирования систем кондиционирования воздуха, вентиляции и воздушного отопления

15.1. Клапаны, регулирующие расходы воды, рассолов и пара 329
А. Конструкция клапанов. Основные данные . . . 329
Б. Расчет клапанов для регулирования расхода воды и рассолов 331
В. Расчет клапанов для регулирования расходов пара 333
Г. Примеры расчета клапанов, регулирующих расходы воды и пара 333
15.2. Клапаны (заслонки) для регулирования воздушных потоков 335
А. Определение размеров клапанов 335
Б. Аэродинамический расчет клапанов 337
В. Примеры расчетов клапанов 341

Глава 16

Эжекторные установки

16.1. Общие указания 342
16.2. Эжекторы низкого давления (с вентиляторным побуждением) 343
16.3. Эжекторы высокого давления (с побуждением сжатым воздухом) 347

Глава 17

Борьба с шумом вентиляционных установок

17.1. Физические и физиологические характеристики звука и шума 348
А. Уровни звуковых давлений, интенсивности звука и звуковой мощности 350
Б. Нормирование шумов 351
17.2. Источники шума и способы борьбы с ним 353
А. Источники шума в системах вентиляции . . . 353
Б. Шумовые характеристики вентиляторных и насосных установок 353
В. Пути распространения шума и способы борьбы с ним 354
Г. Звукоизоляция вентиляционных установок . . 354
Д. Виброизоляция 356
Е. Звукопоглощающие облицовки и глушители . . 358
Ж. Акустический расчет вентиляционных сетей . 361

Глава 18

Гидрообеспыливание

18.1. Основные положения гидрообеспыливания 363
18.2. Конструктивные решения и расчет систем гидрообеспыливания 364

РАЗДЕЛ II

КОНТРОЛЬ И АВТОМАТИКА САНИТАРНО-ТЕХНИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ

Глава 19

Приборы и автоматика санитарно-технических устройств

19.1. Приборы для автоматического и местного контроля 366
19.2. Автоматическое регулирование 368

Глава 20

Основы проектирования автоматизации внутренних санитарно-технических систем

20.1. Основные положения 370
20.2. Теплотехнический контроль и сигнализация . . . 370
20.3. Автоматическое регулирование систем вентиляции и кондиционирования воздуха 372

Стр.

20.4. Автоматическое регулирование систем отопления . . 373
20.5. Автоматическое регулирование систем горячего и холодного водоснабжения 374
20.6. Автоматическая защита оборудования и блокировки 374
20.7. Управление электродвигателями 375
20.8. Диспетчеризация 375

РАЗДЕЛ III

ПРОТИВОПОЖАРНЫЕ МЕРОПРИЯТИЯ

Глава 21

Основные положения

21.1. Общие данные 377
21.2. Аварийная вентиляция 378
21.3. Вентиляционные камеры и тамбуры-шлюзы 378
21.4. Условия объединения вентиляционных установок . 379

Глава 22

Оборудование и материалы

22.1. Типы вентиляторов и электродвигателей 380
22.2. Воздуховоды, фильтры, огнезадерживающие и обратные клапаны 381
Приложение I. Вентиляторы центробежные 383
Приложение II. Калориферы 455
Приложение III. Центральные и местные кондиционеры . 466
Приложение IV. Фильтры и пылеуловители 502
Приложение V. Приточные вентиляционные камеры . . 527

ПРЕДИСЛОВИЕ

Основной задачей вентиляции и кондиционирования воздуха является улучшение условий труда и сохранение здоровья трудящихся. Успешное решение санитарно-технических задач может быть достигнуто за счет эффективной работы проектируемых установок.

Основываясь на последних достижениях науки и техники, инженерно-технические работники выполнили ряд ценных работ по устройству, монтажу и эксплуатации вентиляционных устройств, обеспечивающих наилучшие качества воздушной среды в рабочей зоне промышленных зданий и сооружений.

В справочнике обобщен и систематизирован опыт по проектированию систем вентиляции, кондиционирования воздуха и автоматики санитарно-технических устройств. В нем впервые сделана попытка дать необходимые для проектирования справочные материалы, которые должны помочь в практической работе инженерам, техникам и студентам вузов и техникумов.

Руководящие и нормативные материалы приведены в сокращенной форме и представлены в виде таблиц, графиков и номограмм.

Расчетные данные, рекомендации и указания по конструктивным решениям систем вентиляции и кондиционирования воздуха изложены с необходимой полнотой.

В справочнике освещены вопросы и методика определения остаточных (избыточных) вредностей (тепло, газы, влага, пыль), выделяющихся в зданиях и сооружениях, а также рекомендованы меры борьбы с ними.

Основное внимание в справочнике уделено основам естественной вентиляции (аэрации) и всем видам механической вентиляции, включая аспирационные системы и пневмотранспорт древесных отходов.

Весьма подробно представлена совокупность мероприятий по проектированию систем кондиционирования воздуха, имея в виду необходимость поддержания постоянных параметров воздуха (температура, влажность, очистка) как для производственных целей, так и для обеспечения комфортных санитарных условий.

Общие положения по расчету и подбору оборудования систем вентиляции и кондиционирования воздуха, приведенные в справочнике, могут быть использованы при проектировании систем вентиляции в защитных сооружениях гражданской обороны.

Ввиду того что вопросы автоматического управления и контроля работы санитарно-технических систем представляют собой сложный комплекс мероприятий и что они достаточно полно освещены в специальной литературе, в данном справочнике они рассматриваются весьма кратко и лишь с целью их увязки с внутренними устройствами.

В приложениях приведены данные по основному вентиляционному оборудованию, изготовляемому промышленностью (по состоянию на 31/XII 1968 г. — вентиляторы, калориферы, кондиционеры, пылеотделители, фильтры и приточные вентиляционные камеры).

Отдельные части справочника составлены следующими авторами: предисловие — канд. техн. наук И. Г. Староверовым; глава 1 и 2 — инженерами В. И. Мошкиным (пп. 1.1—1.3, 2.1, 2.2В, Ж и З, 2.3 и 2,4), Н. Н. Сидоровым (пп. 1.4 и 1,5) и И. Н. Поршневым (пп. 2.2А, Б, Г, Д и Е); глава 3— инженерами Я. Б. Раскиным (пп. 3.1 и 3.2) и А. М. Шимановичем (п. 3.3); глава 4 — канд. техн. наук А. И. Пирумовым; глава 5 — д-ром техн. наук В. Н. Талиевым; глава 6 — инж. Ю. Е. Ермаковым; главы 7 и 8 — канд. техн. наук Б. В. Баркаловым; глава 9 — инж. Н. Н. Сидоровым; глава 10 — канд. техн. наук В. М. Эльтерманом (пп. 10.1 и 10.2А) и инж. Л. Ф. Моором (п. 10.2Б); глава 11 — канд. техн. наук Т. А. Фиалковской; глава 12 — инж. Х. Л. Аврухом (п. 12.1) и канд. техн. наук В. В. Коробовым (п. 12.2); глава 13 — инж. Н. Н. Сидоровым; глава 14— инженерами И. А. Лупаковым и В. А. Игнатьевым; глава 15 — канд. техн. наук Б. В. Баркаловым; глава 16 — инж. И. Н. Лейкиным; глава 17 — канд. техн. наук И. К. Разумовым; глава 18—канд. техн. наук А. Г. Якимовым; главы 19 и 20 — инж. В. Б. Чистовским; главы 21 и 22 — инж. А. М. Шимановичем.

Приложения составлены канд. техн. наук И. Г. Староверовым (I), инж. В. М. Зусмановичем (II—V).

В период подготовки к изданию рукописи настоящего справочника по отдельным ее главам были сделаны ценные замечания докторами технических наук М. П. Калинушкиным, П. Н. Каменевым, С. В. Ульянинским, П. В. Участкиным и канд. техн. наук А. Н. Сканави, а также инженерами П. В. Адамовичем, Д. С. Кацманом, Г. А. Кацнельсоном и Н. Н. Сидоровым.

В подготовке справочника к изданию принимали участие инж. Г. Н. Миркин, О. Г. Вицке и Г. И. Кузьмина.

Все критические замечания и предложения по справочнику просьба направлять по адресу: г. Москва, Е-203, Н. Первомайская ул., дом. 46, Всесоюзное Объединение Союзсантехпроект.

РАЗДЕЛ 1

ВЕНТИЛЯЦИЯ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА

ГЛАВА 1

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

1.1. МЕТЕОРОЛОГИЧЕСКИЕ И САНИТАРНЫЕ УСЛОВИЯ В ПОМЕЩЕНИЯХ

Метеорологические условия на постоянных рабочих местах, в рабочей зоне производственных помещений и в обслуживаемой зоне общественных и жилых зданий устанавливаются согласно указаниям СНиП II-Г.7-62 «Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. Нормы проектирования».

Нормами, приведенными в табл. 1.1, установлены допускаемые температура, относительная влажность и скорость движения воздуха в зависимости от характеристики помещений, величины избытков явного тепла, категории работ и периода года.

Рабочей или обслуживаемой зоной считается пространство высотой до 2 *м* над уровнем пола или площадки, на которых находятся люди или имеются рабочие места.

Постоянным считается рабочее место, на котором работающий находится бо́льшую часть времени. Если обслуживание процессов осуществляется в различных пунктах рабочей зоны, то рабочим местом считается вся рабочая зона.

В табл. 1.1 производственные помещения характеризуются удельными избытками явного тепла в *ккал/м³ · ч*, под которыми подразумевается отнесенная к 1 *м³* внутреннего объема помещения разность между количеством тепла, поступающим в помещение после осуществления всех строительных и технологических мероприятий по уменьшению его, и количеством тепла, теряемым через строительные ограждения помещения.

Явное тепло, выделившееся в пределах помещения и нагревшее воздух, а затем удаленное из него с воздухом местных отсосов или общеобменной вытяжки, учитывается при определении удельных избытков тепла как поступившее в помещение. Не должно учитываться только то явное тепло, которое образовалось в пределах помещения, но было удалено из него, не нагревая воздуха помещения (например, с газами через дымоходы или с воздухом местных отсосов от оборудования).

«Скрытое» тепло, вносимое в воздух помещения с выделяющейся влагой, также не должно учитываться при определении удельных избытков явного тепла.

В табл. 1.1 указаны средние скорости движения воздуха, причем в тех случаях, когда приведены низший и высший пределы, следует сочетать бо́льшую скорость с более высокой температурой внутреннего воздуха и меньшую — с более низкой.

В холодный и переходный периоды года в производственных помещениях при работах средней тяжести и тяжелых, а при применении систем отопления и вентиляции с сосредоточенной подачей воздуха также и при легкой работе скорости движения воздуха, указанные в табл. 1.1, допускается повышать до 0,7 *м/сек* при одновременном повышении температуры воздуха в рабочей зоне на 2° выше указанной в таблице, если это технически и экономически оправдано.

Допускаемые температуры и относительные влажности воздуха в помещениях, регламентируемые в табл. 1.1, должны соблюдаться:

в холодный период года при всех состояниях наружного воздуха в пределах от расчетных параметров А или Б (в зависимости от назначения систем вентиляции и кондиционирования воздуха) до наружной температуры 10° С;

в теплый период года при всех состояниях наружного воздуха в пределах от температуры 10° С и выше до расчетных параметров А для теплого периода.

Расчетные параметры наружного воздуха А и Б приведены в СНиП II-Г.7-62.

Допускаемые параметры внутреннего воздуха для теплого периода года (см. табл. 1.1) обязательны для всех местностей, в которых расчетная температура наружного воздуха для параметров А не превышает 25° С; в местностях, где она превышает 25° С, на постоянных рабочих местах в производственных помещениях допускается принимать более высокую температуру воздуха или сочетать ее с более высокой относительной влажностью, как указано в табл. 1.2. В общественных и жилых зданиях с повышением расчетной температуры наружного воздуха допускается соответственное повышение температуры внутри помещений.

В тех производственных помещениях, где площадь пола на одного работающего превышает 100 *м²*, а поддержание допускаемой температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха, приведенных в табл. 1.1 и 1.2, по всей площади рабочей зоны невозможно по техническим причинам или нецелесообразно по экономическим соображениям, требуемые параметры воздуха допускается обеспечивать только на постоянных рабочих местах.

В производственных помещениях, в которых по условиям технологии производства требуется искусственное регулирование температуры или температуры и относительной влажности воздуха, допускается в холодный и переходный периоды года принимать метеорологические параметры, нормируемые табл. 1.1 для теплого периода года.

В помещениях, характеризуемых значительными влаговыделениями, на постоянных рабочих местах или

Таблица 1.1

Нормы метеорологических параметров в рабочей зоне производственных помещений и в обслуживаемой зоне общественных и жилых зданий

Характеристика помещений	Категория работы	Холодный и переходный периоды года (температура наружного воздуха ниже 10° С)							Теплый период года (температура наружного воздуха 10° С и выше)						
		Нормы метеорологических параметров на постоянных рабочих местах или в обслуживаемой зоне жилых и общественных зданий						допускаемая температура воздуха вне рабочих мест в °С	Нормы метеорологических параметров на постоянных рабочих местах или в обслуживаемой зоне жилых и общественных зданий						допускаемая температура воздуха вне рабочих мест
		оптимальные			допускаемые				оптимальные			допускаемые			
		температура воздуха в °С	относительная влажность воздуха в %	скорость движения воздуха в *м/сек*	температура воздуха в °С	относительная влажность воздуха в %	скорость движения воздуха в *м/сек*		температура воздуха в °С	относительная влажность воздуха в %	скорость движения воздуха в *м/сек*	температура воздуха в °С	относительная влажность воздуха в %	скорость движения воздуха в *м/сек*	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Производственные помещения, характеризуемые незначительными избытками явного тепла (20 *ккал/м³ · ч* и менее)	Легкая	18—21	60—40	Не более 0,2	17—22	Не более 80	Не более 0,3	15—20	22—25	60—40	Не более 0,3	Не более чем на 3° выше расчетной летней наружной температуры для проектирования вентиляции (расчетные параметры А), но не более 28° С	При температуре воздуха: 28° С—не более 55; 27° С—не более 60; 26° С—не более 65; 25° С—не более 70; 24° С—не более 75; 23° С и ниже—не более 80	Не более 0,5	Не более чем на 3° выше расчетной температуры для проектирования вентиляции (расчетные параметры А)
	Средней тяжести	16—18	60—40	Не более 0,3	15—17	Не более 80	Не более 0,5	13—15	20—23	60—40	Не более 0,3	То же	То же	Не более 0,7	То же
	Тяжелая	14—16	60—40	Не более 0,3	13—15	Не более 80	Не более 0,5	12—14	17—20	60—40	Не более 0,3	»	»	Не более 1, но не менее 0,5	»
Производственные помещения, характеризуемые значительными избытками явного тепла (более 20 *ккал/м³ · ч*)	Легкая	18—21	60—40	Не более 0,2	17—24	Не более 80	Не более 0,5	15—26	22—25	60—40	Не более 0,3	Не более чем на 5° выше расчетной летней температуры для проектирования вентиляции (расчетные параметры А), но не более 28° С	»	Не более 0,7	Не более чем на 5° выше расчетной наружной температуры для проектирования вентиляции (расчетные параметры А)
	Средней тяжести	16—18	60—40	Не более 0,3	17—22	Не более 80	Не более 0,5	15—24	20—23	60—40	Не более 0,3	То же	»	0,7—1	То же
	Тяжелая	14—16	60—40	Не более 0,3	14—17	Не более 80	Не более 0,5	12—19	17—20	60—40	Не более 0,3	»	»	1—1,5, но не менее 0,5	»
Помещения в общественных и жилых (например, гостиницы) зданиях	—	19—21	60—40	Не более 0,3	По соответствующим главам СНиП			—	22—25	60—40	Не более 0,3	Не более чем на 3° выше расчетной наружной летней температуры для проектирования вентиляции (расчетные параметры А)	—	Не более 0,5	—

Таблица 1.2

Допускаемые метеорологические параметры на постоянных рабочих местах в теплый период года в производственных помещениях для местностей с расчетной температурой наружного воздуха теплого периода года для параметров А более 25° С

Характеристика помещения	Температура в °С	Относительная влажность в %
Производственные помещения, характеризуемые незначительными избытками явного тепла (20 *ккал/м³ · ч* и менее)	Не более чем на 3° выше расчетной температуры теплого периода для параметров А, но не более 31° С	При температуре воздуха: 31° С . . . . . не более 55 30° С . . . . . » » 60 29° С . . . . . » » 65 28° С . . . . . » » 70 27° С . . . . . » » 75 26° С и ниже . . . » » 80
То же, но по условиям технологии производства требуется искусственное регулирование температуры или температуры и относительной влажности воздуха	Не более чем на 3° выше расчетной температуры теплого периода года для параметров А, но не более 30° С	При температуре воздуха: 30° С . . . . . не более 55 29° С . . . . . » » 60 28° С . . . . . » » 65 27° С . . . . . » » 70 26° С . . . . . » » 75 25° С и ниже . . . » » 80
Производственные помещения, характеризуемые значительными избытками явного тепла (более 20 *ккал/м³ · ч*)	Не более чем на 5° выше расчетной температуры теплого периода для параметров А, но не более 33° С	При температуре воздуха: 33° С . . . . . не более 55 32° С . . . . . » » 60 31° С . . . . . » » 65 30° С . . . . . » » 70 29° С . . . . . » » 75 28° С и ниже . . . » » 80
То же, но по условиям технологии производства требуется искусственное регулирование температуры или температуры и относительной влажности	Не более чем на 5° выше расчетной температуры теплого периода года для параметров А, но не более 30° С	При температуре воздуха: 30° С . . . . . не более 55 29° С . . . . . » » 60 28° С . . . . . » » 65 27° С . . . . . » » 70 26° С . . . . . » » 75 25° С и ниже . . . » » 80

в обслуживаемой зоне допускается повышение относительной влажности воздуха, приведенной в табл. 1.1 для теплого периода года. Под значительными имеются в виду такие выделения влаги, при которых тепловлажностное отношение, т. е. отношение суммарного количества явного и скрытого тепла (в *ккал/ч*) к количеству выделяющейся влаги (в *кг/ч*) менее 2000 *ккал/кг*. При тепловлажностном отношении менее 2000 *ккал/кг*, но более 1000 *ккал/кг* допускается повышение относительной влажности предельно на 10%, а при отношении менее 1000 *ккал/кг* — предельно на 20%, но в обоих случаях не выше чем до 80%. При этом температура воздуха в помещении не должна превышать 28° С.

Параметры воздуха в обслуживаемой зоне общественных и жилых помещений, указанные в табл. 1.1 для теплого периода года, относятся к помещениям, для которых по СНиП требуется определение воздухообмена по расчету (например, залы театров и ресторанов, а также аудитории).

В производственных помещениях общественных зданий (например, в кухнях, пекарнях, прачечных и др.) допускаемые параметры внутреннего воздуха должны приниматься по табл. 1.1 и 1.2 как для производственных помещений.

Кроме допускаемых метеорологических условий в табл. 1.1 приведены оптимальные условия. Они определяются наиболее благоприятными сочетаниями температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха для самочувствия большинства нормально одетых людей. Оптимальные параметры воздуха определяются характером работы, производимой человеком, и несколько различны для холодного и теплого периода года в связи с тем, что в эти периоды люди различно одеты и испытывают различные внешние воздействия.

Условия, указанные в табл. 1.1, являются оптимальными при пребывании людей в помещении не менее 3 *ч* независимо от температуры наружного воздуха. При кратковременном пребывании (менее 3 *ч*) людей в помещении оптимальная температура несколько выше, ее ориентировочная величина и способ определения указаны в главе 7.

Поддержание оптимальных параметров воздушной среды обязательно для следующих общественных и жилых зданий:

1) операционных, родильных отделений, палат для новорожденных, послеоперационных палат и палат для больных, нуждающихся в специальных метеорологических условиях, в больницах 1, 2 и 3-й категорий;

2) зрительных залов и фойе театров;

3) зрительных залов кинотеатров, клубов и дворцов культуры на 600 мест и более;

4) обеденных залов ресторанов I разряда и столовых на 250 посадочных мест и более;

5) торговых залов крупных магазинов с числом рабочих мест 75 и более;

6) части номеров гостиниц на 500 номеров и более.

В картинных галереях, музеях, книгохранилищах и архивах общесоюзного значения для обеспечения сохранности ценностей культуры и искусства при отсутствии особых требований к внутреннему режиму следует также выбирать оптимальные параметры в качестве расчетных условий.

Поддержание оптимальных параметров воздушной среды, соответствующих категории легких работ (см. табл. 1.1), обязательно также в комнатах отдыха для работающих и в пределах ограниченных участков, предназначенных для отдыха вблизи рабочего места.

Кроме перечисленных выше случаев, применение оптимальных или близких к ним параметров воздуха рекомендуется, если поддержание их не вызывает дополнительных затрат (например, применения искусст-

венного охлаждения воздуха в теплый период года) или если научно-исследовательскими работами, накопленными экспериментальным материалом и соответствующими расчетами будет обоснована технико-экономическая целесообразность дополнительных капитальных затрат и эксплуатационных расходов, связанных с поддержанием таких условий в помещениях.

Независимо от принятых метеорологических условий содержание в воздухе рабочей зоны помещений ядовитых газов, паров, пыли и других аэрозолей не должно превышать предельно допустимые концентрации, указанные в СНиП II-Г.7-62 и СН 245—63 с учетом изменений и дополнений, приведенных в перечнях Министерства здравоохранения СССР № 473—64, 505а—64, 526—65, 543—65 и 620—66.

1.2. РАСЧЕТНЫЕ ПАРАМЕТРЫ НАРУЖНОГО ВОЗДУХА

Допускаемые и оптимальные параметры воздуха в помещениях должны обеспечиваться системами вентиляции и кондиционирования воздуха в зависимости от вида и назначения систем в пределах расчетных параметров наружного воздуха А, Б и В (см. СНиП II-Г.7-62).

При расчете систем вентиляции и кондиционирования воздуха должны приниматься:

а) для естественной и механической общеобменной вентиляции, предназначенной для борьбы с избытками тепла, влаги или газовыми вредностями, которые характеризуются предельно допустимыми концентрациями более 100 *мг/м*^{3}, в том числе для вентиляции с испарительным охлаждением воздуха путем распыления воды внутри помещений или в оросительных камерах, — расчетные параметры наружного воздуха А;

б) для общеобменной вентиляции, предназначенной для борьбы с газовыми вредностями, которые характеризуются предельно допустимыми концентрациями 100 *мг/м*^{3} и менее, или для компенсации воздуха, удаляемого местными отсосами и технологическим оборудованием (например, горение, пневмотранспорт, сушилки и т. п.), в том числе для вентиляции с испарительным охлаждением воздуха путем распыления воды внутри помещений или в оросительных камерах, — расчетные параметры наружного воздуха Б для холодного периода и А для теплого периода года;

в) для систем воздушного душирования, предназначенных для борьбы с лучистым теплом и работающих на наружном воздухе, — расчетные параметры наружного воздуха Б; для систем воздушного душирования другого назначения — расчетные параметры наружного воздуха А для теплого периода года и Б для холодного периода года;

г) для систем кондиционирования воздуха, как правило, — расчетные параметры наружного воздуха Б;

д) для систем воздушного отопления, воздушных и воздушно-тепловых завес — расчетные параметры наружного воздуха Б для холодного периода года.

Для кондиционирования воздуха допускается принимать параметры наружного воздуха В только при обоснованных технологических требованиях.

Для зданий и помещений, эксплуатируемых в течение части суток (например, только в вечерние часы), допускаются обоснованные отступления от указанных в СНиП II-Г.7-62 расчетных параметров наружного воздуха.

Продолжительность стояния расчетных или более высоких, чем расчетные, теплосодержаний наружного воздуха для ряда городов СССР в теплое время года может быть определена по табл. 1.3.

Эти данные могут приниматься при расчетах систем кондиционирования для определения расходов холода за теплый период года.

1.3. ФИЗИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВОЗДУХА И ПРИМЕНЕНИЕ *I—d*-ДИАГРАММЫ ДЛЯ РАСЧЕТОВ

Основные физические величины, характеризующие состояние воздуха, приведены в 1-й главе I части настоящего справочника; здесь приводятся основные критерии подобия — безразмерные сочетания основных характеристик воздуха (газа, жидкости) и характерных факторов, влияющих на условия его течения или теплообмена.

Критерий Рейнольдса (число Рейнольдса) является одной из характеристик течения вязкой жидкости (воздуха, газа) и выражает отношение сил инерции к силам вязкости:

$$\mathrm{Re} = \frac{vl\rho}{\mu},$$

где v — характерная (например, средняя по сечению, осевая и т. д.) скорость воздуха (газа или жидкости) в *м/сек*;
l — характерный линейный размер (например, диаметр канала) в *м*;
ρ — плотность в *кг · сек*^{2}*/м*^{4};
μ — динамическая вязкость в *кг · сек/м*^{2}.

Критерий Фруда выражает соотношение между гравитационными и инерционными силами:

$$\mathrm{Fr} = \frac{gl}{v^2}.$$

Критерий Архимеда является критерием подобия двух гидродинамических или тепловых явлений, при которых подъемная (архимедова) сила и сила вязкости являются определяющими

$$\mathrm{Ar} = \frac{gl^3}{\nu^2} \cdot \frac{\rho - \rho_1}{\rho},$$

где ν — кинематическая вязкость в *м*^{2}*/сек*, $\nu = \frac{\mu}{\rho}$;
g — ускорение силы тяжести в *м/сек*^{2}.

Если изменение плотности воздуха (жидкости) вызвано изменением температуры ΔT, то $\frac{\rho - \rho_1}{\rho} = \beta \Delta T$ (где β — коэффициент объемного расширения воздуха; ΔT — разность температур между поверхностью тела и воздухом). В этом случае критерий Ar превращается в критерий Грасгофа.

Критерий Грасгофа определяет перенос тепла для случая свободной конвекции:

$$\mathrm{Gr} = \frac{gl^3}{\nu^2} \beta \Delta T.$$

Критерий Прандтля определяет процессы теплопередачи в движущихся жидкостях и газах:

$$\mathrm{Pr} = \frac{\nu}{a} = \frac{\nu c_p \gamma}{\lambda_{сек}},$$

где a — коэффициент температуропроводности в *м*^{2}*/сек*;
$\lambda_{сек}$ — коэффициент теплопроводности в *ккал/м · сек · град*;
c_p — весовая теплоемкость в *ккал/кг · град*.

Таблица 1.3

Число часов стояния теплосодержания наружного воздуха в теплое время года

№ п/п	Наименование географического пункта	Обозначение	Теплосодержание наружного воздуха I в *ккал/кг* и количество часов стояния n (при данном I) за год																	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
1	Абакан	I	6,9—7,4	7,5—8	8,1—8,6	8,7—9,3	9,4—10	10,1—10,6	10,7—11,3	11,4—12	12,1—12,7	12,8—13,5	13,6—14,4	14,5—15,3	15,4—16,1	16,2—16,4	—	—	—	—
		n	214	268	256	266	255	256	242	207	157	110	63	26	17	4	—	—	—	—
2	Актюбинск	I	6,8—7,3	7,4—7,9	8—8,5	8,6—9,2	9,3—9,9	10—10,5	10,6—11,2	11,3—11,9	12—12,6	12,7—13,4	13,5—14,3	14,4—15,2	15,3—16	16,1—17	17,1—18	18,1—18,9	—	—
		n	262	280	313	314	343	341	313	265	191	111	44	25	10	3	2	1	—	—
3	Алма-Ата	I	7,4—7,9	8—8,5	8,6—9,1	9,2—9,7	9,8—10,4	10,5—11,1	11,2—11,9	12—12,7	12,8—13,5	13,6—14,5	14,6—15,2	15,3—16,1	16,2—17	17,1—18,2	18,3—19,3	19,4—19,5	—	—
		n	364	419	412	435	451	419	366	273	150	63	29	7	2	1	1	1	—	—
4	Архангельск	I	6,9—7,4	7,5—8	8,1—8,6	8,7—9,3	9,4—10	10,1—10,6	10,7—11,3	11,4—12	12,1—12,7	12,8—13,5	13,6—14,4	14,5—15,3	15,4—16,1	—	17,2—17,6	—	—	—
		n	233	246	238	251	218	189	129	96	65	37	23	7	5	—	1	—	—	—
5	Астрахань	I	6,9—7,4	7,5—8	8,1—8,6	8,7—9,3	9,4—10	10,1—10,6	10,7—11,3	11,4—12	12,1—12,7	12,8—13,5	13,6—14,4	14,5—15,3	15,4—16,1	16,2—17,1	17,2—18,1	18,2—19,2	19,3—20,1	20,2
		n	235	257	249	249	245	320	335	377	380	358	289	212	139	72	32	14	1	1
6	Ашхабад	I	6,8—7,3	7,4—7,9	8—8,5	8,6—9,2	9,3—9,9	10—10,5	10,6—11,2	11,3—11,9	12—12,6	12,7—13,4	13,5—14,3	14,4—15,2	15,3—16	16,1—17	17,1—18	18,1—18,4	—	—
		n	340	357	355	387	440	467	482	484	485	388	290	203	100	40	10	3	—	—
7	Баку	I	6,9—7,4	7,5—8	8,1—8,6	8,7—9,3	9,4—10	10,1—10,6	10,7—11,3	11,4—12	12,1—12,7	12,8—13,5	13,6—14,4	14,5—15,3	15,4—16,1	16,2—17,1	17,2—18,1	18,2—19,2	19,3—19,4	—
		n	276	264	264	254	275	326	387	371	374	392	435	415	300	193	68	14	3	—
8	Барнаул	I	6,9—7,4	7,5—8	8,1—8,6	8,7—9,3	9,4—10	10,1—10,6	10,7—11,3	11,4—12	12,1—12,7	12,8—13,5	13,6—14,4	14,5—15,3	15,4—16,1	16,2—17,1	17,2—17,9	—	—	—
		n	262	278	259	247	274	268	277	224	156	141	86	55	28	4	5	—	—	—
9	Батуми	I	7—7,5	7,6—8	8,1—8,7	8,8—9,3	9,4—9,9	10—10,6	10,7—11,3	11,4—12,1	12,2—12,8	12,9—13,6	13,7—14,4	14,5—15,3	15,4—16,2	16,3—17,4	17,5—18,2	18,3—19,2	19,3	—
		n	356	339	348	329	344	368	341	363	407	468	452	371	262	165	68	14	2	—
10	Бийск	I	6,9—7,4	7,5—8	8,1—8,6	8,7—9,3	9,4—10	10,1—10,6	10,7—11,3	11,4—12	12,1—12,7	12,8—13,5	13,6—14,4	14,5—15,3	15,4—16,1	16,2—16,7	—	—	—	—
		n	274	267	260	263	289	266	249	206	162	120	82	40	13	9	—	—	—	—
11	Брянск	I	6,9—7,4	7,5—8	8,1—8,6	8,7—9,3	9,4—10	10,1—10,6	10,7—11,3	11,4—12	12,1—12,7	12,8—13,5	13,6—14,4	14,5—15,3	15,4—16,1	16,2—17,1	17,2—18,1	—	—	—
		n	293	314	346	333	370	334	276	229	153	101	61	25	7	1	1	—	—	—
12	Вильнюс	I	6,9—7,4	7,5—8	8,1—8,6	8,7—9,3	9,4—10	10,1—10,6	10,7—11,3	11,4—12	12,1—12,7	12,8—13,5	13,6—14,4	14,5—15,3	15,4—16,1	16,2—16,7	—	—	—	—
		n	324	367	396	416	412	371	274	194	126	71	33	19	3	2	—	—	—	—

№ п/п	Наименование географического пункта	Обозначения	Теплосодержание наружного воздуха I в *ккал/кг* и количество часов стояния n (при данном I) за год																	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
13	Винница	I	6,9—7,4	7,5—8	8,1—8,6	8,7—9,3	9,4—10	10,1—10,6	10,7—11,3	11,4—12	12,1—12,7	12,8—13,5	13,6—14,4	14,5—15,3	15,4—16,1	16,2—16,7	—	—	—	—
		n	334	343	391	373	398	369	326	248	197	129	63	23	8	2	—	—	—	—
14	Владивосток	I	7—7,5	7,6—8	8,1—8,7	8,8—9,3	9,4—9,9	10—10,6	10,7—11,3	11,4—12,1	12,2—12,8	12,9—13,6	13,7—14,4	14,5—15,3	15,4—16,2	16,3—17,2	17,3—18,2	18,3—19,3	—	—
		n	237	262	260	256	247	265	275	260	230	198	185	132	59	28	11	3	—	—
15	Владимир	I	6,9—7,4	7,5—8	8,1—8,6	8,7—9,3	9,4—10	10,1—10,6	10,7—11,3	11,4—12	12,1—12,7	12,8—13,5	13,6—14,4	14,5—15,3	15,4—16,1	16,2—16,6	—	—	—	—
		n	245	286	360	314	336	299	272	213	152	98	47	28	8	3	—	—	—	—
16	Волгоград	I	6,8—7,4	7,5—7,9	8—8,6	8,7—9,2	9,3—9,8	9,9—10,5	10,6—11,2	11,3—12	12,1—12,7	12,8—13,5	13,6—14,3	14,4—15,2	15,3—16	—	—	—	—	—
		n	279	262	314	319	349	391	387	334	260	196	81	28	7	—	—	—	—	—
17	Вологда	I	6,9—7,4	7,5—8	8,1—8,6	8,7—9,3	9,4—10	10,1—10,6	10,7—11,3	11,4—12	12,1—12,7	12,8—13,5	13,6—14,4	14,5—15,3	15,4—16,1	16,2—17,1	17,2—18,1	—	19,3	—
		n	203	239	234	306	284	270	217	147	97	67	40	19	10	3	9	—	1	—
18	Воронеж	I	6,9—7,4	7,5—8	8,1—8,6	8,7—9,3	9,4—10	10,1—10,6	10,7—11,3	11,4—12	12,1—12,7	12,8—13,5	13,6—14,4	14,5—15,3	15,4—16,1	16,2—16,7	—	—	—	—
		n	251	262	317	307	358	365	333	270	199	137	69	35	11	6	—	—	—	—
19	Горький	I	6,9—7,4	7,5—8	8,1—8,6	8,7—9,3	9,4—10	10,1—10,6	10,7—11,3	11,4—12	12,1—12,7	12,8—13,5	13,6—14,4	14,5—15,3	15,4—16,1	16,2—16,8	—	—	—	—
		n	284	276	319	325	284	300	292	252	160	126	73	35	14	2	—	—	—	—
20	Днепропетровск	I	6,9—7,4	7,5—8	8,1—8,6	8,7—9,3	9,4—10	10,1—10,6	10,7—11,3	11,4—12	12,1—12,7	12,8—13,5	13,6—14,4	14,5—15,3	15,4—16,1	16,2—17,1	17,2—18,1	18,2—19,2	—	20,2
		n	253	298	312	373	376	437	389	390	308	195	143	59	14	2	1	1	—	1
21	Душанбе	I	7,3—7,8	7,9—8,4	8,5—9	9,1—9,6	9,7—10,3	10,4—11	11,1—11,8	11,9—12,6	12,7—13,4	13,5—14,4	14,5—15,1	15,2—16	16,1—16,9	17—17,8	—	—	—	—
		n	347	372	398	431	527	502	400	448	395	290	181	72	23	6	—	—	—	—
22	Ереван	I	7,3—7,8	7,9—8,4	8,5—9	9,1—9,6	9,7—10,3	10,4—11	11,1—11,8	11,9—12,6	12,7—13,4	13,5—14,4	14,5—15,1	15,2—16	16,1—16,9	17—17,4	—	—	—	—
		n	310	382	403	410	464	479	434	367	330	188	109	35	7	1	—	—	—	—
23	Иваново	I	6,9—7,4	7,5—8	8,1—8,6	8,7—9,3	9,4—10	10,1—10,6	10,7—11,3	11,4—12	12,1—12,7	12,8—13,5	13,6—14,4	14,5—15,3	15,4—16,1	16,2—17,1	17,2—18,1	18,2—19,2	19,3	—
		n	234	286	305	295	298	295	263	197	152	85	48	17	10	3	2	1	1	—
24	Измаил	I	6,9—7,4	7,5—8	8,1—8,6	8,7—9,3	9,4—10	10,1—10,6	10,7—11,3	11,4—12	12,1—12,7	12,8—13,5	13,6—14,4	14,5—15,3	15,4—16,1	16,2—17,1	17,2—18,1	18,2—19,2	19,3—19,5	—
		n	267	320	317	308	371	424	387	429	391	312	246	159	74	21	11	4	1	—

Продолжение табл. 1.3

№ п/п	Наименование географического пункта	Обозначение	Теплосодержание наружного воздуха I в *ккал/кг* и количество часов стояния n (при данном I) за год																
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
25	Иркутск	I	6,9—7,4	7,5—8	8,1—8,6	8,7—9,3	9,4—10	10,1—10,6	10,7—11,3	11,4—12	12,1—12,7	12,8—13,5	13,6—14,4	14,5—15,3	15,4—16,1	16,2—16,4	—	—	—	—
		n	227	243	259	250	223	212	187	148	87	78	41	13	1	1	—	—	—	—
26	Казань	I	6,9—7,4	7,5—8	8,1—8,6	8,7—9,3	9,4—10	10,1—10,6	10,7—11,3	11,4—12	12,1—12,7	12,8—13,5	13,6—14,4	14,5—15,3	15,4—16,1	16,2—17,1	17,2	—	—	—
		n	277	271	313	313	283	296	261	215	171	129	77	45	10	2	1	—	—	—
27	Калинин	I	6,9—7,4	7,5—8	8,1—8,6	8,7—9,3	9,4—10	10,1—10,6	10,7—11,3	11,4—12	12,1—12,7	12,8—13,5	13,6—14,4	14,5—15,3	15,4—16,1	16,2—17,1	—	—	—	—
		n	271	297	343	333	345	291	245	175	117	75	51	16	8	3	—	—	—	—
28	Камышин	I	6,8—7,4	7,5—7,9	8—8,6	8,7—9,2	9,3—9,8	9,9—10,5	10,6—11,2	11,3—12	12,1—12,7	12,8—13,5	13,6—14,3	14,4—15,2	15,3—16	16,1—16,2	—	—	—	—
		n	200	247	287	285	323	420	362	337	278	182	122	39	9	4	—	—	—	—
29	Караганда	I	7,4—7,9	8—8,5	8,6—9,1	9,2—9,7	9,8—10,4	10,5—11,1	11,2—11,9	12—12,7	12,8—13,5	13,6—14,5	14,6—15,2	15,3—16	—	—	—	—	—	—
		n	297	323	317	333	323	273	210	146	65	38	11	4	—	—	—	—	—	—
30	Кемерово	I	6,9—7,4	7,5—8	8,1—8,6	8,7—9,3	9,4—10	10,1—10,6	10,7—11,3	11,4—12	12,1—12,7	12,8—13,5	13,6—14,4	14,5—15,3	15,4—16,1	16,2—17,1	17,2—17,6	—	—	—
		n	248	272	257	266	252	223	206	161	134	98	50	25	15	5	4	—	—	—
31	Киев	I	6,9—7,4	7,5—8	8,1—8,6	8,7—9,3	9,4—10	10,1—10,6	10,7—11,3	11,4—12	12,1—12,7	12,8—13,5	13,6—14,4	14,5—15,3	15,4—16,1	16,2—16,9	—	—	—	—
		n	266	287	202	361	383	400	366	313	235	145	91	40	10	3	—	—	—	—
32	Киров	I	6,9—7,4	7,5—8	8,1—8,6	8,7—9,3	9,4—10	10,1—10,6	10,7—11,3	11,4—12	12,1—12,7	12,8—13,5	13,6—14,4	14,5—15,3	15,4—15,6	—	—	—	—	—
		n	265	278	304	282	278	238	202	152	117	74	34	13	3	—	—	—	—	—
33	Кишинев	I	6,9—7,4	7,5—8	8,1—8,6	8,7—9,3	9,4—10	10,1—10,6	10,7—11,3	11,4—12	12,1—12,7	12,8—13,5	13,6—14,4	14,5—15,3	15,4—16,1	16,2—17,1	17,2—17,6	—	—	—
		n	290	315	359	346	417	406	431	353	349	244	132	80	25	4	2	—	—	—
34	Комсомольск	I	7—7,5	7,6—8	8,1—8,7	8,8—9,3	9,4—9,9	10—10,6	10,7—11,3	11,4—12,1	12,2—12,8	12,9—13,6	13,7—14,4	14,5—15,3	15,4—16,2	16,3—17,3	17,4—18,2	18,3—19,2	19,3—19,7	—
		n	220	231	223	247	230	235	234	197	185	171	142	113	101	50	21	5	1	—
35	Краснодар	I	6,9—7,4	7,5—8	8,1—8,6	8,7—9,3	9,4—10	10,1—10,6	10,7—11,3	11,4—12	12,1—12,7	12,8—13,5	13,6—14,4	14,5—15,3	15,4—16,1	16,2—17,1	17,2—18,1	18,2—19,2	19,3—20,2	—
		n	276	292	314	315	377	316	431	410	388	317	218	175	109	49	22	10	2	—
36	Красноярск	I	6,9—7,4	7,5—8	8,1—8,6	8,7—9,3	9,4—10	10,1—10,6	10,7—11,3	11,4—12	12,1—12,7	12,8—13,5	13,6—14,4	14,5—15,3	15,4—15,9	—	—	—	—	—
		n	257	237	250	272	263	213	199	157	124	73	46	15	8	—	—	—	—	—

№ п/п	Наименование географического пункта	Обозначение	Теплосодержание наружного воздуха I в *ккал/кг* и количество часов стояния n (при данном I) за год																
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
37	Курск	I	6,9—7,4	7,5—8	8,1—8,6	8,7—9,3	9,4—10	10,1—10,6	10,7—11,3	11,4—12	12,1—12,7	12,8—13,5	13,6—14,4	14,5—15,3	15,4—16,1	16,2—16,7	—	—	—	—
		n	255	270	349	333	383	357	311	250	168	103	55	21	10	3	—	—	—	—
38	Кустанай	I	6,9—7,4	7,5—8	8,1—8,6	8,7—9,3	9,4—10	10,1—10,6	10,7—11,3	11,4—12	12,1—12,7	12,8—13,5	13,6—14,4	14,5—15,3	15,4—16	—	—	—	—	—
		n	280	270	294	302	283	276	251	208	142	82	38	7	7	—	—	—	—	—
39	Куйбышев	I	6,9—7,4	7,5—8	8,1—8,6	8,7—9,3	9,4—10	10,1—10,6	10,7—11,3	11,4—12	12,1—12,7	12,8—13,5	13,6—14,4	14,5—15,3	15,4—16	—	—	—	—	—
		n	233	283	319	300	312	316	302	260	192	136	64	32	15	—	—	—	—	—
40	Кызыл	I	7,4—7,9	8—8,5	8,6—9,1	9,2—9,7	9,8—10,4	10,5—11,1	11,2—11,9	12—12,7	12,8—13,5	13,6—14,5	14,6—15,2	15,3—16,1	16,2—16,8	—	—	—	—	—
		n	260	264	310	315	290	247	180	117	64	37	12	2	1	—	—	—	—	—
41	Кзыл-Орда	I	6,9—7,4	7,5—8	8,1—8,6	8,7—9,3	9,4—10	10,1—10,6	10,7—11,3	11,4—12	12,1—12,7	12,8—13,5	13,6—14,4	14,5—15,3	15,4—16,1	16,2—17,1	17,2—18,1	18,2—18,9	—	—
		n	266	290	314	326	359	379	362	302	272	201	143	80	47	25	5	4	—	—
42	Ленинабад	I	6,8—7,3	7,4—7,9	8—8,5	8,6—9,2	9,3—9,9	10—10,5	10,6—11,2	11,3—11,9	12—12,6	12,7—13,4	13,5—14,3	14,4—15,2	15,3—16	16,1—16,5	—	—	—	—
		n	293	307	376	385	446	513	530	515	437	294	137	54	19	2	—	—	—	—
43	Ленинград	I	7—7,5	7,6—8	8,1—8,7	8,8—9,3	9,4—9,9	10—10,6	10,7—11,3	11,4—12,1	12,2—12,8	12,9—13,6	13,7—14,4	14,5—15,3	15,4—16	—	—	—	—	—
		n	308	335	358	364	332	313	211	141	90	47	23	11	4	—	—	—	—	—
44	Львов	I	6,9—7,4	7,5—8	8,1—8,6	8,7—9,3	9,4—10	10,1—10,6	10,7—11,3	11,4—12	12,1—12,7	12,8—13,5	13,6—14,4	14,5—15,3	15,4—16,1	16,2—16,9	—	—	—	—
		n	341	390	389	406	429	358	320	232	157	94	66	24	1	2	—	—	—	—
45	Магнитогорск	I	6,9—7,4	7,5—8	8,1—8,6	8,7—9,3	9,4—10	10,1—10,6	10,7—11,3	11,4—12	12,1—12,7	12,8—13,5	13,6—14,4	14,5—15,3	15,4—16,1	16,2	—	—	—	—
		n	284	306	305	320	290	275	219	144	100	50	16	4	2	1	—	—	—	—
46	Махачкала	I	6,9—7,4	7,5—8	8,1—8,6	8,7—9,3	9,4—10	10,1—10,6	10,7—11,3	11,4—12	12,1—12,7	12,8—13,5	13,6—14,4	14,5—15,3	15,4—16,1	16,2—17,1	17,2—18,1	18,2—19,2	19,3—20,1	20,2—21,3
		n	258	220	231	280	305	355	400	391	431	392	350	268	187	114	39	5	1	1
47	Минск	I	6,9—7,4	7,5—8	8,1—8,6	8,7—9,3	9,4—10	10,1—10,6	10,7—11,3	11,4—12	12,1—12,7	12,8—13,5	13,6—14,4	14,5—15,3	15,4—16,1	16,2—16,4	—	—	—	—
		n	347	362	388	402	375	318	261	171	105	59	30	9	3	1	—	—	—	—
48	Москва	I	6,9—7,4	7,5—8	8,1—8,6	8,7—9,3	9,4—10	10,1—10,6	10,7—11,3	11,4—12	12,1—12,7	12,8—13,5	13,6—14,4	14,5—15,3	15,4—16,1	16,2—16,7	—	—	—	—
		n	266	309	401	348	361	348	266	226	138	92	49	18	8	2	—	—	—	—

Продолжение табл. 1.3

№ п/п	Наименование географического пункта	Обозначение	Теплосодержание наружного воздуха I в *ккал/кг* и количество часов стояния n (при данном I) за год																	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
49	Мурманск	I	6,9—7,4	7,5—8	8,1—8,6	8,7—9,3	9,4—10	10,1—10,6	10,7—11,3	11,4—12	12,1—12,7	12,8	—	—	—	—	—	—	—	—
		n	205	191	143	113	91	39	32	17	5	1	—	—	—	—	—	—	—	—
50	Нижний Тагил	I	6,9—7,4	7,5—8	8,1—8,6	8,7—9,2	9,4—10	10,1—10,6	10,7—11,3	11,4—12	12,1—12,7	12,8—13,5	13,6—14,4	14,5—15,3	15,4—15,6	—	—	—	—	—
		n	278	289	261	238	244	217	176	124	79	37	25	10	2	—	—	—	—	—
51	Николаевск-на-Амуре	I	7—7,5	7,6—8	8,1—8,7	8,8—9,3	9,4—9,9	10—10,6	10,7—11,3	11,4—12,1	12,2—12,8	12,9—13,6	13,7—14,4	14,5—15,3	15,4—16,2	16,3—17,3	17,4—18	—	—	—
		n	223	228	241	185	201	197	148	154	115	70	43	28	13	6	2	—	—	—
52	Новгород	I	6,9—7,4	7,5—8	8,1—8,6	8,7—9,3	9,4—10	10,1—10,6	10,7—11,3	11,4—12	12,1—12,7	12,8—13,5	13,6—14,4	14,5—15,3	15,4—16,1	16,2—17,1	17,2—18,1	18,2—18,3	—	—
		n	287	302	344	308	335	298	222	171	118	76	46	17	11	3	1	1	—	—
53	Новосибирск	I	6,9—7,4	7,5—8	8,1—8,6	8,7—9,3	9,4—10	10,1—10,6	10,7—11,3	11,4—12	12,1—12,7	12,8—13,5	13,6—14,4	14,5—15,3	15,4—16,1	16,2—17,1	17,2—18,1	18,2—18,8	—	—
		n	276	257	240	241	277	254	226	172	158	101	63	31	16	8	1	1	—	—
54	Одесса	I	6,9—7,4	7,5—8	8,1—8,6	8,7—9,3	9,4—10	10,1—10,6	10,7—11,3	11,4—12	12,1—12,7	12,8—13,5	13,6—14,4	14,5—15,3	15,4—16,1	16,2—17,1	17,2—17,6	—	—	—
		n	253	280	310	340	377	391	407	376	389	305	209	127	59	18	5	—	—	—
55	Омск	I	6,9—7,4	7,5—8	8,1—8,6	8,7—9,3	9,4—10	10,1—10,6	10,7—11,3	11,4—12	12,1—12,7	12,8—13,5	13,6—14,4	14,5—15,3	15,4—15,7	—	—	—	—	—
		n	268	270	261	275	267	246	220	189	130	74	44	21	4	—	—	—	—	—
56	Оренбург	I	6,8—7,4	7,5—7,9	8—8,6	8,7—9,2	9,3—9,8	9,9—10,5	10,6—11,2	11,3—12	12,1—12,7	12,8—13,5	13,6—14,3	14,4—15,2	15,3—16	16,1—17	17,1—17,8	—	—	—
		n	261	293	300	303	321	303	325	275	220	145	91	36	16	2	2	—	—	—
57	Орел	I	6,9—7,4	7,5—8	8,1—8,6	8,7—9,3	9,4—10	10,1—10,6	10,7—11,3	11,4—12	12,1—12,7	12,8—13,5	13,6—14,4	14,5—15,3	15,4—16,1	16,2—17,1	17,2—18,1	—	—	—
		n	280	295	317	365	369	343	279	250	174	99	62	20	8	1	1	—	—	—
58	Павлодар	I	6,9—7,4	7,5—8	8,1—8,6	8,7—9,3	9,4—10	10,1—10,6	10,7—11,3	11,4—12	12,1—12,7	12,8—13,5	13,6—14,4	14,5—15,3	15,4—16,1	16,2—17,1	17,2	—	—	—
		n	265	271	292	276	284	289	272	251	207	127	78	35	14	2	2	—	—	—
59	Пенза	I	6,9—7,4	7,5—8	8,1—8,6	8,7—9,3	9,4—10	10,1—10,6	10,7—11,3	11,4—12	12,1—12,7	12,8—13,5	13,6—14,4	14,5—15,3	15,4—16,1	—	—	—	—	—
		n	244	269	287	298	357	345	292	236	185	130	58	26	8	—	—	—	—	—
60	Пермь	I	6,9—7,4	7,5—8	8,1—8,6	8,7—9,3	9,4—10	10,1—10,6	10,7—11,3	11,4—12	12,1—12,7	12,8—13,5	13,6—14,4	14,5—15,3	15,4—16,1	16,2—17,1	17,2	—	—	—
		n	279	282	298	246	256	240	195	188	133	70	41	23	14	2	1	—	—	—

№ п/п	Наименование географического пункта	Обозначение	Теплосодержание наружного воздуха I в *ккал/кг* и количество часов стояния n (при данном I) за год																
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
61	Петрозаводск	I	7—7,5	7,6—8	8,1—8,7	8,8—9,3	9,4—9,9	10—10,6	10,7—11,3	11,4—12,1	12,2—12,8	12,9—13,6	13,7—14,4	14,5—15,2	—	—	—	—	—	—
		n	321	306	313	325	263	201	143	95	53	21	13	7	—	—	—	—	—	—
62	Полтава	I	6,9—7,4	7,5—8	8,1—8,6	8,7—9,3	9,4—10	10,1—10,6	10,7—11,3	11,4—12	12,1—12,7	12,8—13,5	13,6—14,4	14,5—15,3	15,4—16,1	16,2—16,4	—	—	—	—
		n	288	294	329	343	398	391	389	320	242	140	78	39	7	1	—	—	—	—
63	Псков	I	6,9—7,4	7,5—8	8,1—8,6	8,7—9,3	9,4—10	10,1—10,6	10,7—11,3	11,4—12	12,1—12,7	12,8—13,5	13,6—14,4	14,5—15,3	15,4—16,1	16,2—16,6	—	—	—	—
		n	313	361	356	404	350	311	250	159	115	64	29	13	6	1	—	—	—	—
64	Рига	I	7—7,5	7,6—8	8,1—8,7	8,8—9,3	9,4—9,9	10—10,6	10,7—11,3	11,4—12,1	12,2—12,8	12,9—13,6	13,7—14,4	14,5—15,3	15,4—15,9	—	—	—	—	—
		n	234	360	386	391	381	331	241	183	94	64	34	12	1	—	—	—	—	—
65	Ростов-на-Дону	I	6,9—7,4	7,5—8	8,1—8,6	8,7—9,3	9,4—10	10,1—10,6	10,7—11,3	11,4—12	12,1—12,7	12,8—13,5	13,6—14,4	14,5—15,3	15,4—16,1	16,2—17,1	17,2—17,8	—	—	—
		n	286	266	289	296	363	379	384	373	359	266	177	101	52	18	7	—	—	—
66	Рязань	I	6,9—7,4	7,5—8	8,1—8,6	8,7—9,3	9,4—10	10,1—10,6	10,7—11,3	11,4—12	12,1—12,7	12,8—13,5	13,6—14,4	14,5—15,3	15,4—16,1	16,2—17,1	17,2—17,6	—	—	—
		n	246	297	277	347	341	320	308	251	157	119	83	41	14	5	2	—	—	—
67	Самарканд	I	7,4—7,9	8—8,5	8,6—9,1	9,2—9,7	9,8—10,4	10,5—11,1	11,2—11,9	12—12,7	12,8—13,5	13,6—14,5	14,6—15,2	15,3—16,1	16,2—17	17,1—18,2	18,3—19,3	19,4—20,3	—	—
		n	363	399	451	459	460	460	395	388	265	193	107	44	17	5	2	1	—	—
68	Саранск	I	6,9—7,4	7,5—8	8,1—8,6	8,7—9,3	9,4—10	10,1—10,6	10,7—11,3	11,4—12	12,1—12,7	12,8—13,5	13,6—14,4	14,5—15,3	15,4—16	—	—	—	—	—
		n	279	238	294	316	344	334	283	236	153	114	62	27	8	—	—	—	—	—
69	Саратов	I	6,9—7,4	7,5—8	8,1—8,6	8,7—9,3	9,4—10	10,1—10,6	10,7—11,3	11,4—12	12,1—12,7	12,8—13,5	13,6—14,4	14,5—15,3	15,4—16,1	16,2—16,3	—	—	—	—
		n	262	249	285	317	360	361	356	310	227	135	89	26	7	1	—	—	—	—
70	Свердловск	I	6,9—7,4	7,5—8	8,1—8,6	8,7—9,3	9,4—10	10,1—10,6	10,7—11,3	11,4—12	12,1—12,7	12,8—13,5	13,6—14,4	14,5—15,3	15,4—15,9	—	—	—	—	—
		n	279	274	283	283	284	256	203	154	90	49	30	6	2	—	—	—	—	—
71	Семипалатинск	I	6,8—7,3	7,4—7,9	8—8,5	8,6—9,2	9,3—9,9	10—10,5	10,6—11,2	11,3—11,9	12—12,6	12,7—13,4	13,5—14,3	14,4—15,2	15,3—16	16,1	—	—	—	—
		n	249	253	287	296	316	326	254	274	176	113	46	16	6	2	—	—	—	—
72	Смоленск	I	6,9—7,4	7,5—8	8,1—8,6	8,7—9,3	9,4—10	10,1—10,6	10,7—11,3	11,4—12	12,1—12,7	12,8—13,5	13,6—14,4	14,5—15,3	15,4—16,1	16,2—17,1	17,2—18	—	—	—
		n	333	332	347	374	375	301	249	163	118	69	46	21	14	7	2	—	—	—

Продолжение табл. 1.3

№ п/п	Наименование географического пункта	Обозначение	Теплосодержание наружного воздуха I в *ккал/кг* и количество часов стояния n (при данном I) за год																	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
73	Таллин	I	7—7,5	7,6—8	8,1—8,7	8,8—9,3	9,4—9,9	10—10,6	10,7—11,3	11,4—12,1	12,2—12,8	12,9—13,6	13,7—14,4	14,5—15,4	—	—	—	—	—	—
		n	376	368	431	393	352	270	215	123	69	28	9	3	—	—	—	—	—	—
74	Тамбов	I	6,9—7,4	7,5—8	8,1—8,6	8,7—9,3	9,4—10	10,1—10,6	10,7—11,3	11,4—12	12,1—12,7	12,8—13,5	13,6—14,4	14,5—15,3	15,4—16,1	16,2—17	—	—	—	—
		n	242	261	308	308	352	346	315	296	194	141	95	41	19	9	—	—	—	—
75	Ташкент	I	6,8—7,4	7,5—7,9	8—8,6	8,7—9,2	9,3—9,8	9,9—10,5	10,6—11,2	11,3—12	12,1—12,7	12,8—13,5	13,6—14,3	14,4—15,2	15,3—16	16,1—17	17,1—18	18,1—18,9	19—19,5	—
		n	339	346	376	411	432	454	418	434	400	325	173	118	39	14	3	3	1	—
76	Талды-Курган	I	7,4—7,9	8—8,5	8,6—9,1	9,2—9,7	9,8—10,4	10,5—11,1	11,2—11,9	12—12,7	12,8—13,5	13,6—14,5	14,6—15,2	15,3—16,1	16,2—17	17,1—18,2	18,3—19,3	19,4—20,1	—	—
		n	319	345	376	390	410	387	340	253	163	101	41	17	10	5	1	1	—	—
77	Тбилиси	I	6,8—7,4	7,5—7,9	8—8,6	8,7—9,2	9,3—9,8	9,9—10,5	10,6—11,2	11,3—12	12,1—12,7	12,8—13,5	13,6—14,3	14,4—15,2	15,3—16	16,1—17	17,1—18	18,1—18,9	—	—
		n	284	304	306	353	464	457	470	507	446	382	248	117	43	13	1	1	—	—
78	Тобольск	I	6,9—7,4	7,5—8	8,1—8,6	8,7—9,3	9,4—10	10,1—10,6	10,7—11,3	11,4—12	12,1—12,7	12,8—13,5	13,6—14,4	14,5—15,3	15,4—16,1	16,2—17,1	17,2—17,5	—	—	—
		n	276	266	253	256	259	239	217	160	113	89	51	28	8	4	1	—	—	—
79	Тула	I	6,9—7,4	7,5—8	8,1—8,6	8,7—9,3	9,4—10	10,1—10,6	10,7—11,3	11,4—12	12,1—12,7	12,8—13,5	13,6—14,4	14,5—15,3	15,4—16,1	16,2—16,7	—	—	—	—
		n	294	315	329	336	344	326	270	239	172	92	51	31	14	6	—	—	—	—
80	Тюмень	I	6,9—7,4	7,5—8	8,1—8,6	8,7—9,3	9,4—10	10,1—10,6	10,7—11,3	11,4—12	12,1—12,7	12,8—13,5	13,6—14,4	14,5—15,3	15,4—16,1	16,2—16,7	—	—	—	—
		n	269	267	297	264	261	255	207	184	142	76	43	23	11	6	—	—	—	—
81	Ужгород	I	6,9—7,4	7,5—8	8,1—8,6	8,7—9,3	9,4—10	10,1—10,6	10,7—11,3	11,4—12	12,1—12,7	12,8—13,5	13,6—14,4	14,5—15,3	15,4—16,1	16,2—17,1	17,2—17,6	—	—	—
		n	313	345	372	409	402	428	392	325	301	201	136	85	39	8	4	—	—	—
82	Улан-Удэ	I	7,5—8	8,1—8,6	8,7—9,2	9,3—9,8	9,9—10,5	10,6—11,2	11,3—12	12,1—12,8	12,9—13,6	13,7—14,6	14,7—15,3	15,4—16,2	16,3—17,2	17,3—18,2	18,3	—	—	—
		n	236	223	245	245	211	218	212	163	112	70	38	15	4	1	1	—	—	—
83	Ульяновск	I	6,9—7,4	7,5—8	8,1—8,6	8,7—9,3	9,4—10	10,1—10,6	10,7—11,3	11,4—12	12,1—12,7	12,8—13,5	13,6—14,4	14,5—15,3	15,4—16,1	16,2—17,1	17,2—18,1	—	—	—
		n	265	287	279	311	318	322	270	230	170	137	66	35	8	3	1	—	—	—
84	Усть-Каменогорск	I	6,9—7,4	7,5—8	8,1—8,6	8,7—9,3	9,4—10	10,1—10,6	10,7—11,3	11,4—12	12,1—12,7	12,8—13,5	13,6—14,4	14,5—15,3	15,4—16,1	16,2—17,1	17,2	—	—	—
		n	235	242	276	307	281	279	237	190	176	115	62	23	8	3	1	—	—	—

№ п/п	Наименование географического пункта	Обозначение	Теплосодержание наружного воздуха I в *ккал/кг* и количество часов стояния n (при данном I) за год																
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
85	Уфа	I	6,9—7,4	7,5—8	8,1—8,6	8,7—9,3	9,4—10	10,1—10,6	10,7—11,3	11,4—12	12,1 12,7	12,8—13,5	13,6—14,4	14,5—15,3	15,4—16,1	16,2—17,1	17,2—17,6	—	—	—
		n	276	265	298	307	261	284	260	254	178	132	72	49	29	8	2	—	—	—
86	Фергана	I	7,4—7,9	8—8,5	8,6—9,1	9,2—9,7	9,8—10,4	10,5—11,1	11,2—11,9	12—12,7	12,8—13,5	13,6—14,5	14,6—15,2	15,3—16,1	16,2—17	17,1—18,2	18,3—19,3	19,4—20,1	20,2—21	21,1—21,8
		n	269	302	334	359	428	483	466	483	422	320	219	129	76	34	21	14	5	1
87	Фрунзе	I	7,4—7,9	8—8,5	8,6—9,1	9,2—9,7	9,8—10,4	10,5—11,1	11,2—11,9	12—12,7	12,8—13,5	13,6—14,5	14,6—15,2	15,3—16,1	16,2—17	17,1—17,6	—	—	—	—
		n	322	355	430	443	424	440	411	352	271	129	65	29	8	1	—	—	—	—
88	Хабаровск	I	6,9—7,4	7,5—8	8,1—8,6	8,7—9,3	9,4—10	10,1—10,6	10,7—11,3	11,4—12	12,1—12,7	12,8—13,5	13,6—14,4	14,5—15,3	15,4—16,1	16,2—17,1	17,2—18,1	18,2—19,2	19,3—19,4	—
		n	198	223	235	221	214	247	244	239	231	215	210	174	115	64	37	15	1	—
89	Харьков	I	6,9—7,4	7,5—8	8,1—8,6	8,7—9,3	9,4—10	10,1—10,6	10,7—11,3	11,4—12	12,1—12,7	12,8—13,5	13,6—14,4	14,5—15,3	15,4—16,1	16,2—17,1	17,2—18,1	18,2	—	—
		n	273	282	310	335	355	373	384	312	241	151	109	46	14	7	5	1	—	—
90	Херсон	I	6,9—7,4	7,5—8	8,1—8,6	8,7—9,3	9,4—10	10,1—10,6	10,7—11,3	11,4—12	12,1—12,7	12,8—13,5	13,6—14,4	14,5—15,3	15,4—16,1	16,2—17,1	17,2—17,8	—	—	—
		n	205	197	230	309	312	365	401	414	387	335	259	110	61	23	3	—	—	—
91	Целиноград	I	6,9—7,4	7,5—8	8,1—8,6	8,7—9,3	9,4—10	10,1—10,6	10,7—11,3	11,4—12	12,1—12,7	12,8—13,5	13,6—14,4	14,5—15,3	15,4	—	—	—	—	—
		n	274	273	331	332	318	312	248	169	93	32	22	3	4	—	—	—	—	—
92	Чарджоу	I	6,8—7,3	7,4—7,9	8—8,5	8,6—9,2	9,3—9,9	10—10,5	10,6—11,2	11,3—11,9	12—12,6	12,7—13,4	13,5—14,3	14,4—15,2	15,3—16	16,1—17	17,1—18	18,1—18,3	—	—
		n	324	316	325	378	368	466	490	461	445	361	275	186	87	38	15	8	—	—
93	Чебоксары	I	6,9—7,4	7,5—8	8,1—8,6	8,7—9,3	9,4—10	10,1—10,6	10,7—11,3	11,4—12	12,1—12,7	12,8—13,5	13,6—14,4	14,5—15,3	15,4—16,1	16,2—16,7	—	—	—	—
		n	243	308	292	295	321	259	267	198	171	115	55	34	5	2	—	—	—	—
94	Челябинск	I	6,9—7,4	7,5—8	8,1—8,6	8,7—9,3	9,4—10	10,1—10,6	10,7—11,3	11,4—12	12,1—12,7	12,8—13,5	13,6—14,4	14,5—15,3	15,4—16,1	16,2—17,1	17,2—18,1	—	—	—
		n	307	274	274	266	284	284	220	172	130	76	37	13	7	2	1	—	—	—
95	Чернигов	I	6,9—7,4	7,5—8	8,1—8,6	8,7—9,3	9,4—10	10,1—10,6	10,7—11,3	11,4—12	12,1—12,7	12,8—13,5	13,6—14,4	14,5—15,3	15,4—16,1	16,2—16,8	—	—	—	—
		n	266	316	360	355	388	352	322	289	191	127	70	33	9	4	—	—	—	—
96	Чита	I	7,5—8	8,1—8,6	8,7—9,2	9,3—9,8	9,9—10,5	10,6—11,2	11,3—12	12,1—12,8	12,9—13,6	13,7—14,6	14,7—15,3	15,4—16,2	16,3—16,7	—	—	—	—	—
		n	212	224	210	219	238	224	203	152	104	85	38	12	3	—	—	—	—	—
97	Ярославль	I	6,9—7,4	7,5—8	8,1—8,6	8,7—9,3	9,4—10	10,1—10,6	10,7—11,3	11,4—12	12,1—12,7	12,8—13,5	13,6—14,4	14,5—15,3	15,4—16,1	16,2—17	—	—	—	—
		n	260	306	301	300	325	295	207	157	117	87	34	14	5	3	—	—	—	—

Критерий Пекле является критерием подобия для процессов конвективного теплообмена и объединяет критерии Прандтля и Рейнольдса:

$$Pe = PrRe;$$

$$Pe = \frac{vl}{a}.$$

Критерий Нуссельта — безразмерный параметр, характеризующий среднюю интенсивность конвективного теплообмена между поверхностью тела и свободным или вынужденным потоком жидкости или газа:

$$Nu = \frac{\alpha l}{\lambda},$$

где α — коэффициент теплоотдачи в *ккал/м² · ч · град*;
λ — коэффициент теплопроводности в *ккал/м · ч · град*.

Для расчетов вентиляции помещений с избытками тепла и влаги, в том числе вентиляции с испарительным охлаждением воздуха и систем кондиционирования, следует пользоваться *I—d-диаграммой* проф. Л. К. Рамзина. *I—d*-диаграмма представляет собой графическую зависимость между основными параметрами воздуха t, Φ, I и d при заданном барометрическом давлении воздуха B.

Построение *I—d*-диаграммы основано на формулах, связывающих между собой эти величины:

$$d = 623\frac{\varphi P_н}{B - \varphi P_н} \; г/кг; \qquad (1.1)$$

$$I = 0{,}24t + 0{,}597d + \\ + 0{,}00044td \; ккал/кг, \qquad (1.2)$$

где d — влагосодержание воздуха в *г/кг* сухого воздуха;
φ — относительная влажность воздуха в долях единицы;
$P_н$ — парциальное давление (упругость) водяного пара, содержащегося в воздухе при полном его насыщении, в *мм рт. ст.*;
B — барометрическое давление в *мм рт. ст.*;
I — теплосодержание (энтальпия) воздуха в *ккал/кг* сухого воздуха;
t — температура воздуха в °С.

I—d-диаграмму принято строить в косоугольной системе координат. Угол между направлением линий влагосодержаний d и теплосодержаний I принимается равным 135° для того, чтобы удобнее развернуть ту зону диаграммы, в которой обычно производятся построения процессов изменения состояния влажного воздуха.

На рис. 1.1 показана *I—d*-диаграмма влажного воздуха, построенная для барометрического давления 745 *мм рт. ст.*

В нижней части диаграммы построена линия значений парциального давления водяного пара. Ниже кривой насыщения $\varphi = 100\%$ на диаграмме находится область пересыщенного состояния паровоздушной смеси. Так как состояние пересыщения является неустойчивым и обычно сопровождается конденсацией, то эту область называют также областью тумана. Левую нижнюю

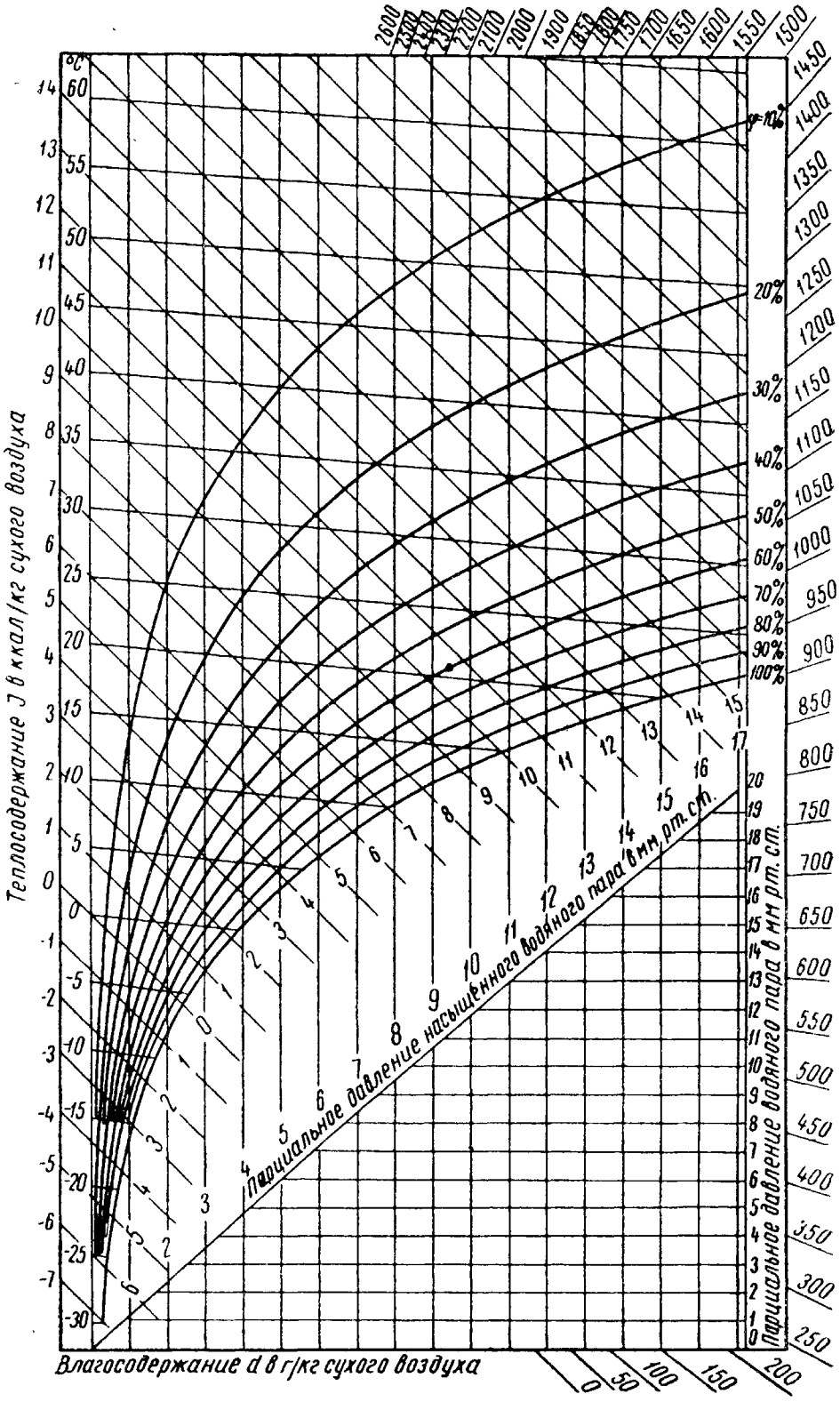


Рис. 1.1. *I—d*-диаграмма влажного воздуха для барометрического давления 745 *мм рт. ст.*

часть диаграммы для температур воздуха ниже 0° обычно строят исходя из упругости водяного пара над льдом. Область ниже кривой насыщения при $t<0°$ принято называть областью ледяного тумана.

Изотермы (t=const) на I—d-диаграмме заканчиваются на кривой насыщения. В области, расположенной ниже этой кривой, при $t \geqslant 0°$ изотермы совпадают с линиями постоянной температуры мокрого термометра $t_м$ (см. далее). При расчетах вентиляции и кондиционирования воздуха считают, что линии $t_м$=const совпадают с линиями I=const; это допущение в боль-

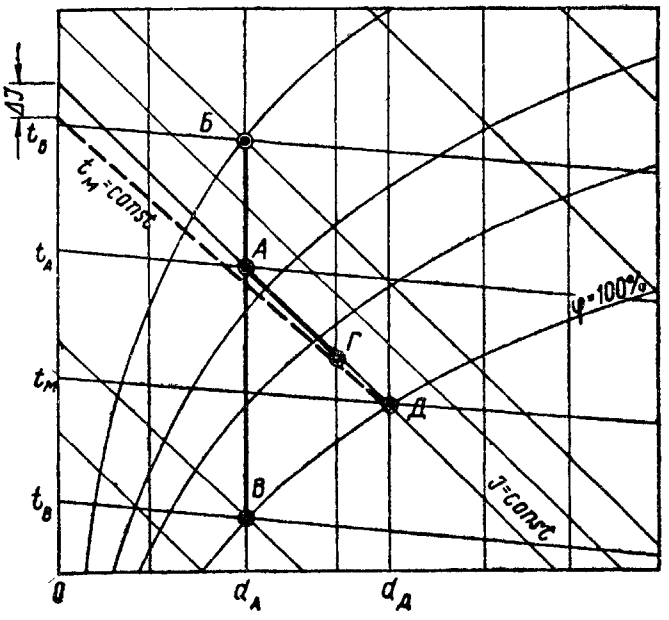


Рис. 1.2. Построение процесса на I—d-диаграмме для случая 1

шинстве случаев дает практически допустимую погрешность.

При температурах воздуха ниже 0° изотермы в области пересыщения значительно отклоняются от линий I=const и принимать их совпадающими недопустимо. В этом случае необходимо выполнять построение изотерм, руководствуясь указаниями в специальной литературе.

При повышении барометрического давления кривая насыщения (φ =100%) и пучок кривых φ на координатной сетке I—d смещаются вверх, а при понижении давления — вниз.

Например, для барометрического давления 745 *мм рт. ст.* параметрам воздуха t=18° С и φ=100% соответствуют теплосодержание I=12,25 *ккал/кг** и влагосодержание d=13,2 *г/кг**, а для барометрического давления 640 *мм рт. ст.* этим же параметрам соответствуют I=13,6 *ккал/кг* и d=15,4 *г/кг*. Величина изменения параметров увеличивается по мере увеличения влагосодержания воздуха.

В практике расчетов систем вентиляции и кондиционирования, как правило, следует пользоваться диаграммами, которые построены для барометрического давления, являющегося средним характерным для проектируемого объекта или для данной местности (по многолетним данным).

В табл. 4 СНиП II-Г.7-62 для каждого географического пункта дано рекомендуемое расчетное барометрическое давление, округленное до ±7,5 *мм рт. ст.*, т. е. давления выбраны с интервалом через 15 *мм рт. ст.*

Зная два параметра влажного воздуха (например, I и t) и барометрическое давление для расчетных условий, на соответствующей I—d-диаграмме легко найти все остальные величины.

Допустим (случай 1), что воздух, имеющий начальные параметры, обозначенные точкой A на рис. 1.2, нагревается в калориферах, т. е. его влагосодержание не изменяется. Этот процесс будет протекать по линии d=const и может закончиться в точке $Б$. При этом температура и теплосодержание воздуха увеличатся, а относительная влажность уменьшится.

При охлаждении воздуха, состояние которого характеризуется той же точкой A, без изменения его влагосодержания процесс будет направлен вниз, также по линии d=const. Если при таком охлаждении относительная влажность воздуха достигнет 100%, то его состояние будет характеризоваться точкой B. Дальнейшее охлаждение воздуха будет сопровождаться конденсацией влаги и образованием тумана.

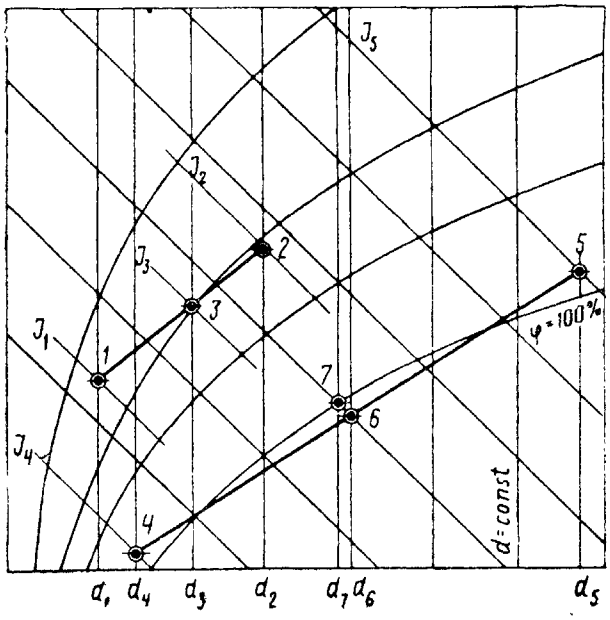


Рис. 1.3. Построение процесса на I—d-диаграмме для случая 2

Точка B называется *точкой росы* для воздуха, имеющего параметры A (и всех состояний воздуха при влагосодержания d_A), а температура t_B — *температурой точки росы.*

Разность температур $\Delta t = t_A - t_B$ принято называть *гигрометрической разностью температур.*

Любой точке, расположенной на какой-либо линии d=const, соответствует лишь одно значение температуры точки росы и одна величина гигрометрической разности температур.

В практике проектирования систем вентиляции и кондиционирования воздуха принято считать, что при увлажнении воздуха без подвода или отвода тепла изменение состояния воздуха происходит по линии I=const, как это показано на рис. 1.2 отрезком $АГ$. Такое изменение состояния называют *адиабатическим* или *изоэнтальпическим процессом*, а линию I=const — *адиабатой или изоэнтальпой.*

* Здесь и далее опускаются (для сокращения) слова «сухого воздуха».

Температура, соответствующая точке $Д$ на пересечении линии $I=\text{const}$ с кривой насыщения $\varphi=100\%$, называется *температурой мокрого (или влажного) термометра*. В технике кондиционирования воздуха эту температуру принято обозначать $t_м$. Разность температур $\Delta t = t_д - t_м$ называют *психрометрической разностью температур*. Любой точке, расположенной на какой-либо линии $I=\text{const}$, соответствует лишь одно значение $t_м$, так как в практике обычных расчетов принято считать, что линия $I=\text{const}$ является и линией постоянной температуры мокрого термометра. При необходимости точных расчетов следует учитывать, что истинные линии $t_м=\text{const}$ несколько отклоняются от линий $I=\text{const}$, как это показано на рис. 1.2 пунктирной линией.

Для построения истинных линий $t_м=\text{const}$ (если они не нанесены на I—d-диаграмме) можно пользоваться формулой

$$\Delta I = \frac{d_{t_м}}{1000} t_м, \qquad (1.3)$$

где ΔI — величина отклонения теплосодержания на ординате $d=0$ диаграммы I—d (см. рис. 1.2) в *ккал/кг*;
$d_{t_м}$ — влагосодержание воздуха при температуре мокрого термометра в *г/кг*;
$t_м$ — температура мокрого термометра в *град*.

Как видно из сказанного, температура точки росы и температура мокрого термометра являются также основными параметрами влажного воздуха, при помощи которых могут быть определены при известном барометрическом давлении все остальные его параметры. На этом основано, в частности, определение состояния влажного воздуха по измеренным температурам сухого и мокрого термометров.

При измерении температуры при помощи аспирационного психрометра, т. е. при обдувании шарика мокрого термометра со скоростью около 2,5 *м/сек*, измеренная величина $t_м$ близка к истинной и ее значением можно пользоваться при расчетах по I—d-диаграмме. При других скоростях воздуха для перехода от измеренного значения $t_м$ к истинному существуют таблицы и графики, которые можно найти в специальной литературе.

На рис. 1.3 показано построение на I—d-диаграмме процесса смешения воздуха (случай 2).

Смешивая воздух, характеризуемый параметрами I_1 и d_1 (точка *1*), с воздухом, имеющим параметры I_2 и d_2 (точка *2*), получим параметры смеси в точке *3* на прямой, соединяющей точки *1* и *2*. Положение точки *3*, характеризующей состояние смеси, зависит от веса сухого воздуха в ее компонентах, причем отношение длины отрезков *1—3* к *3—2* обратно пропорционально отношению веса воздуха параметров I_1 и d_1 к весу воздуха параметров I_2 и d_2.

Так же решается на I—d-диаграмме и обратная задача, т. е. определение веса сухого воздуха в каждом компоненте смеси, если известны состояние воздуха после его смешения, общий вес смеси и параметры компонентов.

В координатной сетке I и d удобнее решать такие задачи, пользуясь отношением

$$\frac{I_2 - I_{см}}{I_{см} - I_1} = \frac{d_2 - d_{см}}{d_{см} - d_1} = \frac{G_1}{G_2} \qquad (1.4)$$

или

$$\frac{I_2 - I_{см}}{I_2 - I_1} = \frac{d_2 - d_{см}}{d_2 - d_1} = \frac{G_1}{G_{см}}, \qquad (1.5)$$

где d_1 и d_2, I_1 и I_2 — влагосодержание и теплосодержание компонентов соответственно в *г/кг* и *ккал/кг*;
$d_{см}$ и $I_{см}$ — влагосодержание и теплосодержание смеси соответственно в *г/кг* и *ккал/кг*;
G_1 и G_2 — вес сухого воздуха в компонентах смеси с параметрами соответственно I_1 и d_1, I_2 и d_2 в *кг*;
$G_{см}$ — вес сухого воздуха в смеси в *кг*.

В некоторых случаях, смешивая два количества ненасыщенного воздуха, можно получить смесь с параметрами, лежащими ниже кривой насыщения ($\varphi=100\%$).

На рис. 1.3 показано построение процесса смешения для такого случая, когда смешивается воздух с параметрами точек *4* и *5*. Точка *6* характеризует параметры смеси. Так как воздух в точке *6* будет находиться в состоянии пересыщения, то будет образовы-

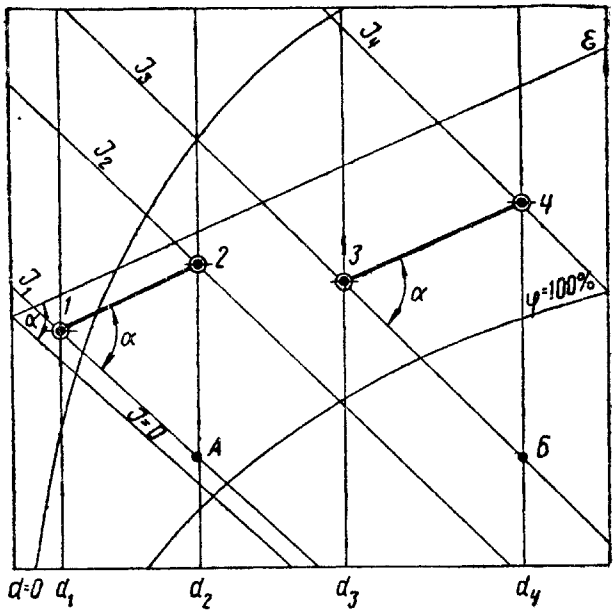


Рис. 1.4. Построение процесса на I—d-диаграмме для случая 3

ваться туман и состояние воздуха не будет устойчивым. Смесь перейдет в более устойчивое состояние (точка *7*) по линии изотермы, которая в этой области совпадает с линией $t_м=\text{const}$. Как указывалось выше, в большинстве случаев допустимо принимать, что это изменение состояния происходит по линии $I=\text{const}$. При переходе состояния смеси из точки *6* в точку *7* выделится (сконденсируется) влага в количестве $d_6 - d_7$ *г/кг* сухого воздуха.

В общем случае изменение состояния воздуха связано с изменением его теплосодержания I и одновременно влагосодержания d. Поэтому каждый процесс изменения состояния воздуха на I—d-диаграмме может быть выражен в виде отношения (рис. 1.4)

$$\frac{\Delta I}{\Delta d} = \frac{I_2 - I_1}{d_2 - d_1} \text{ ккал/г} \qquad (1.6)$$

или в более удобной для расчета форме

$$\frac{\Delta I}{\Delta d} 1000 = \frac{I_2 - I_1}{d_2 - d_1} 1000 \text{ ккал/кг}. \qquad (1.7)$$

Это отношение усвоенного (или отданного) воздухом количества тепла к количеству влаги называется *тепловлажностным отношением* ε.

Проведя на I—d-диаграмме любую другую прямую, например *3—4*, параллельную линии *1—2* (см. рис. 1.4), из подобия треугольников *1А2* и *3Б4* получим

$$\frac{I_2 - I_1}{d_2 - d_1} = \frac{I_4 - I_3}{d_4 - d_3} = \varepsilon = \text{const}. \qquad (1.8)$$

Таким образом, угол α между направлением луча процесса и линией I=const определяет единственное значение тепловлажностного отношения. Поэтому иногда величину $\varepsilon = \frac{\Delta I}{\Delta d} 1000$ называют *угловым масштабом.*

Для облегчения построения ε на полях I—d-диаграммы (см. рис. 1.1) нанесены линии тепловлажностных отношений и написаны их величины. Линии ε проводятся из начала координат I—d-диаграммы, т. е. из точки I=0 и d=0. Соединяя начало координат с продолжением соответствующей величины углового масштаба, нанесенной на полях, получаем луч, характеризующий направление процесса для данного значения тепловлажностного отношения. В зависимости от характера процесса лучи ε имеют различное направление, и значение ε может быть положительным или отрицательным.

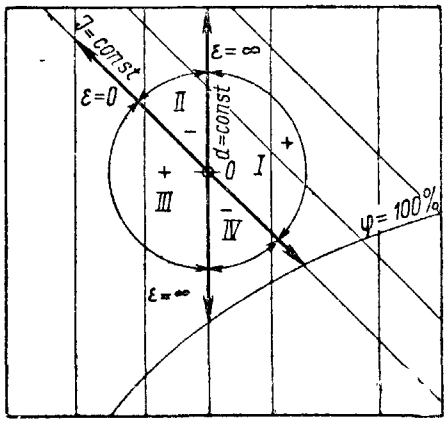


Рис. 1.5. Направления процессов на I—d-диаграмме

I—IV — номера секторов

Например, для состояния паровоздушной смеси, характеризуемой точкой *0* на рис. 1.5, все возможные изменения состояния могут быть определены как протекающие в четырех так называемых секторах, границами которых являются линии d=const и I=const.

При неизменном влагосодержании (Δd=0) значение $\varepsilon = \pm\infty$; при неизменном теплосодержании (ΔI=0) значение $\varepsilon = \pm 0$.

В пределах сектора *I* все изменения состояния воздуха происходят с положительным приращением тепло- и влагосодержания, поэтому значения ε в нем положительны. В пределах сектора *II* приращение теплосодержания положительно, а приращение влагосодержания отрицательно и значения ε в нем отрицательны. В секторе *III* приращения тепло- и влагосодержания отрицательны, и значения ε всегда положительны. В секторе *IV* изменения состояния воздуха происходят с отрицательным приростом теплосодержания и положительным приростом влагосодержания, поэтому значения ε в нем отрицательны.

Построение на I—d-диаграмме различных процессов изменения состояния воздуха — нагревания, охлаждения, осушки, увлажнения и др. — подробно разбирается далее в соответствующих главах настоящего справочника.

1.4. ОРГАНИЗАЦИЯ ВОЗДУХООБМЕНОВ

А. ОБЩАЯ ЧАСТЬ

Для обеспечения необходимых санитарных условий в помещениях устраивают вентиляцию с естественным движением воздуха или механическим побуждением.

Вентиляцию с механическим побуждением устраивают: а) при невозможности обеспечения естественного воздухообмена за счет гравитационного и ветрового давлений; б) при необходимости обработки приточного воздуха перед его подачей в помещение (очистка, охлаждение, увлажнение, нагревание и т. д.).

Устройство в одном помещении вытяжной вентиляции с механическим побуждением и естественным движением воздуха может осуществляться только при полной компенсации удаляемого воздуха организованным механическим или естественным притоком. Устройство одновременно механического и естественного притока допустимо только при полном обеспечении помещения в том же объеме соответственно организованной механической или естественной вытяжкой.

Б. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВОЗДУХООБМЕНОВ

В производственных помещениях с объемом на одного работающего менее 20 $м^3$ должен быть предусмотрен воздухообмен, обеспечивающий подачу наружного воздуха в количестве не менее 30 $м^3/ч$, а в помещениях с объемом от 20 до 40 $м^3$ — не менее 20 $м^3/ч$ на человека. В производственных помещениях без фонарей и окон подача наружного воздуха должна быть не менее 40 $м^3/ч$ на одного работающего.

В помещениях с объемом на одного работающего более 40 $м^3$ (при наличии окон и фонарей и при отсутствии выделений вредных веществ) допускается предусматривать периодически действующую естественную вентиляцию помещений. Во всех случаях должно быть обеспечено соблюдение нормируемых условий воздушной среды.

Наиболее эффективным способом вентиляции является удаление вредностей непосредственно в местах их выделения при помощи укрытий и местных отсосов, к которым относятся зонты, бортовые отсосы, вытяжные шкафы и др. Конструкции и расчеты местных отсосов даны в главе 11. В случае невозможности удаления вредностей при помощи местных отсосов или при неполном удалении вредностей через них устраивают общеобменную вентиляцию, рассчитываемую на разбавление поступающих в помещение вредностей до допустимых пределов. Если в помещении происходит одновременное выделение тепла и вредных газов или только вредных газов, которые легче воздуха, кроме местных отсосов от производственного оборудования необходимо устройство общеобменной вытяжки из верхней зоны помещения в размере не менее однократного обмена в 1 *ч*.

В сблокированных зданиях добавочную вытяжку из верхней зоны следует предусматривать лишь в тех пролетах, куда непосредственно поступают вредные газы и пары. Для помещений высотой более 6 *м* дополнительную вытяжку допускается рассчитывать принимая условно высоту помещения равной 6 *м*.

В помещениях, в которых в теплый период года наружный воздух предусматривается подавать без обработки и в холодный период поступление неподогретого наружного воздуха недопустимо, количество воздуха, подаваемого системами приточной вентиляции с механическим побуждением, должно быть достаточным для обеспечения требуемого состояния воздушной среды в рабочей зоне при температуре наружного воздуха, соответствующей переходному периоду года.

При отсутствии специальных требований к температуре вводимого в помещение воздуха рекомендуется проверку достаточности воздухообмена производить для температуры наружного воздуха 10° С и теплосодержания, соответствующего этой температуре и относительной влажности 70%.

Данные по определению воздухообменов в производственных помещениях приведены в главах 2, 3 и 6.

В. ПОДАЧА И УДАЛЕНИЕ ВОЗДУХА

Подача и удаление воздуха при механической вентиляции в зависимости от наличия вредностей должны предусматриваться согласно данным табл. 1.4 и рассчитываться согласно указаниям главы 8.

Подача приточного воздуха должна производиться в зоны с наименьшим загрязнением воздуха, вытяжка — из зон с наибольшим загрязнением.

Подача воздуха на постоянные рабочие места, находящиеся в непосредственной близости к источникам выделения вредностей (например, при сварке, окраске и др.), при невозможности устройства эффективного местного отсоса должна производиться непосредственно в зону дыхания рабочего.

В помещениях с незначительными тепловыделениями и при отсутствии газовых, пылевых и других вредностей применяют сосредоточенную подачу воздуха, рассчитывая ее так, чтобы скорости воздуха в рабочей зоне не превышали допустимые, приведенные в табл. 1.1.

Подача приточного воздуха в помещения должна производиться так, чтобы воздушные струи не встречали препятствий в виде сплошных строительных конструкций и оборудования.

В системах приточной вентиляции и кондиционирования воздуха следует применять рециркуляцию воздуха, если это экономически оправдано и гигиенически допустимо.

При применении рециркуляции количество подаваемого наружного воздуха на одного работающего долж-

Таблица 1.4

Подача и удаление воздуха в зависимости от характера вредностей

№ п/п	Характер вредностей	Вытяжка	Приток
1	Значительные тепловыделения [1]:	Из верхней зоны	В рабочую зону
2	Значительные влаговыделения [2]:		
	а) при рассредоточенном выделении с температурой испаряемой жидкости менее 40° С и без значительных выделений тепла	То же	В верхнюю зону с применением возможно меньшего количества приточных струй
	б) при сосредоточенном выделении пара от аппаратов, с температурой испаряемой жидкости более 40° С и необходимости борьбы с образованием тумана	»	В две зоны — в рабочую с температурой, близкой к температуре рабочей зоны, и в верхнюю с температурой при высоте помещения 3,5—4 *м* — 25—30° С, при высоте помещения 4—6 *м* — 35—40° С, при высоте помещения более 6 *м* — 50—60° С
3	Значительные газовыделения и пылевыделения и удаление воздуха через местные отсосы	»	В верхнюю зону с небольшими скоростями
4	Значительные газовыделения при общеобменной вентиляции	Если объемный вес газов меньше объемного веса воздуха — из верхней зоны; если объемный вес газов больше объемного веса воздуха — $^2/_3$ объема из нижней зоны и $^1/_3$ из верхней	То же
5	Значительные пылевыделения при общеобменной вентиляции	Из нижней зоны	»
6	Совместное выделение тепла и газов (независимо от их объемного веса) при общеобменной вентиляции (когда имеются избытки тепла при расчетных параметрах наружного воздуха Б для холодного периода года).	Из верхней зоны	В рабочую зону
7	Совместное выделение тепла и пыли от сосредоточенных высокотемпературных источников и общеобменной вентиляции	То же	То же
8	В жилых, общественных и вспомогательных зданиях [3]	»	В верхнюю зону

[1] При выделениях тепла от низкотемпературных источников (например, от электродвигателей текстильных машин и др.), размещенных рассредоточенно по площади помещения, рекомендуется, если это экономически целесообразно, устройство вытяжных отверстий в нижней зоне в непосредственной близости к источникам тепла с осуществлением при этом притока в верхнюю зону.

[2] Подача воздуха в верхнюю зону для помещений большей высоты может быть заменена соответствующей установкой отопительно-рециркуляционных агрегатов или при незначительной потребности в расходе тепла установкой нагревательных приборов.

[3] Подача и удаление воздуха в зрительных залах рассмотрены в главе 6.

но соответствовать требованиям, изложенным в п. 1.4 «Б», а в помещениях без фонарей и окон количество наружного воздуха, кроме того, должно быть не менее 10% всего количества подаваемого воздуха. Подаваемый в помещения воздух при рециркуляции не должен содержать вредных примесей (газы, пары, пыль) более 30% предельно допустимых концентраций для воздуха рабочей зоны с тем, однако, чтобы общее содержание вредных примесей в воздухе рабочей зоны не превышало предельно допустимых концентраций.

Применение полной или частичной рециркуляции воздуха не допускается: а) в помещениях, в воздухе которых содержатся болезнетворные микроорганизмы (например, в помещениях для сортировки шерсти, тряпок и т. п.), ядовитые газы, пары и пыль (по перечню, утверждаемому Главным санитарно-эпидемиологическим управлением Министерства здравоохранения СССР), резко выраженные неприятные запахи (например, производства клееварочное, салотопенное и т. п.); б) в помещениях с производствами, отнесенными по пожарной опасности к категориям А и Б.

Примечание. В нерабочее время допускается работа приточных систем на рециркуляцию, если это не противоречит требованиям пожаро- и взрывоопасности.

Приточно-вытяжная вентиляция сообщающихся между собой помещений должна исключать возможность поступления воздуха из помещений, имеющих большие выделения вредностей, взрывоопасных газов, паров и пыли, в помещения с меньшими выделениями вредностей или не имеющие этих выделений.

Для этого в помещениях с вредными выделениями, расположенных среди «чистых» помещений, приток должен осуществляться в меньшем объеме, чем вытяжка. Разница в объемах вытяжки и притока компенсируется за счет подачи приточного воздуха в смежные помещения.

Разницу между вытяжкой и притоком принимают от 0,5- до 5-кратного обмена в 1 *ч* в зависимости от количества дверей и других проемов, выходящих в смежные помещения, рассчитывая ее так, чтобы скорость движения воздуха в одновременно открытых проемах не превышала 0,5 *м/сек*, если к ней не предъявляются специальные требования.

В помещениях, в которых по технологическим или каким-либо другим соображениям требуется поддерживать условия, отличающиеся от условий в смежных помещениях, создают подпор, т. е. превышение притока над вытяжкой, рассчитывая его по скорости движения воздуха в одновременно открытых проемах и ориентируясь на указания, приведенные в главе 7 данного справочника.

г. ЗОНАЛЬНАЯ ВЕНТИЛЯЦИЯ

Если создание нормируемых условий воздушной среды во всем помещении невозможно или нецелесообразно, применяют способы вентиляции, обеспечивающие необходимые параметры воздуха в ограниченных зонах помещений, — воздушные души и оазисы, радиационные кабины и комнаты отдыха у рабочих мест.

Данные по устройству и расчету воздушных душей приводятся в главе 9.

Радиационные кабины (рис. 1.6) применяются при высоких температурах в цехе (28° С и выше) и облучении более 1800 *ккал/м²·ч*. При устройстве кабин рекомендуется выбирать: температуру стен и воздуха 15—17° С; температуру стен 10—14° С и воздуха 25—30° С; температуру одной или двух стен 0—2° С, остальных стен и воздуха 25—30° С.

Комнаты отдыха располагаются вблизи рабочих мест и служат для периодического пребывания людей. В них должны обеспечиваться оптимальные метеорологические условия (см. табл. 1.1). Подача наружного воздуха в комнаты отдыха должна быть не менее 30 $м^3/ч$ на одного человека. Общий объем подаваемого воздуха определяется из условия ассимиляции тепла, выделяемого людьми и поступающего через ограждающие конструкции комнаты.

Для достижения лучшего охлаждающего эффекта дополнительно к вентиляции следует устраивать радиационное охлаждение в виде панелей из гладких труб, располагаемых в стенах и питаемых холодной водой. Панели рекомендуется располагать в двух противоположных стенах или под углом. Площадь, занимаемая панелями, должна составлять $^2/_3$ площади стен, а высота панелей — 1,5 *м*.

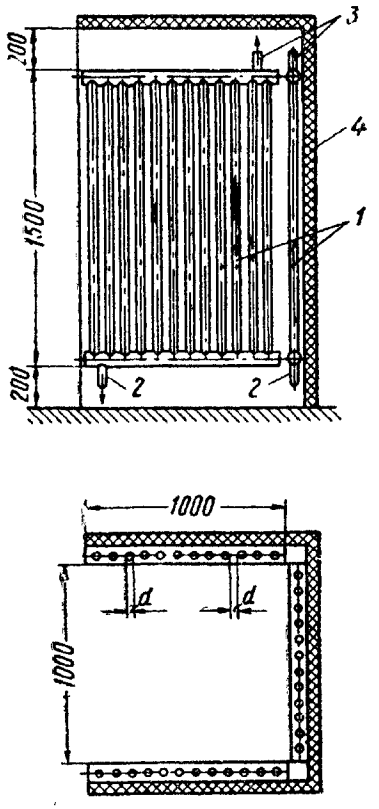


Рис. 1.6. Схема кабин с радиационным охлаждением

1 — охлаждаемые панели из гладких труб; *2* и *3*—вход и выход хладоносителя; *4* — теплоизоляционные ограждения

1.5. РАЗМЕЩЕНИЕ ВОЗДУХОПРИЕМНЫХ ОТВЕРСТИЙ И ВЫБРОСНЫХ УСТРОЙСТВ

А. РАСПОЛОЖЕНИЕ ВОЗДУХОЗАБОРОВ И ВЫБРОСОВ ВОЗДУХА

Воздух, подаваемый системами вентиляции с механическим побуждением, должен забираться снаружи из наименее загрязненной зоны. В случае невозможности по местным условиям обеспечить забор воздуха из незагрязненной зоны приточный воздух следует подвергать очистке.

Воздухоприемные отверстия приточных систем с механическим побуждением, как правило, следует предусматривать в стенах зданий. Допускается также применение отдельно стоящих воздухоприемных устройств. Воздухоприемные отверстия должны размещаться на высоте не менее 2 *м* от уровня земли, а при заборе воздуха из зеленой зоны — на высоте не менее 1 *м* до низа отверстий.

Не рекомендуется забирать воздух над кровлями зданий. При заборе воздуха над кровлей здания необходимо соблюдать следующие условия: отверстия для

выбросов грязного воздуха должны располагаться, как правило, выше воздухоприемных; отверстия для забора наружного воздуха и вытяжные отверстия для удаления воздуха из систем общеобменной вентиляции или воздуха, подвергнутого очистке от пыли (см. далее главу 4), могут располагаться на одинаковой высоте при горизонтальном расстоянии между ними не менее 10 эквивалентных диаметров (по площади) выхлопной трубы, но не менее 10 *м*. При меньшем горизонтальном расстоянии до места выброса забор наружного воздуха должен производиться в пределах круга на плоскости кровли, который описан радиусом, равным высоте выбросной трубы над кровлей, причем выброс вредностей должен быть не менее чем на 2 *м* выше забора воздуха.

При наличии над кровлей выбросов воздуха, удаляемого местными отсосами и загрязненного вредными газами и пылью, отверстия для забора наружного воздуха допускается располагать над кровлей в случаях, когда расчетом или данными анализов будет доказано, что концентрация вредностей в месте забора не превышает 30% предельно допускаемой в воздухе рабочей зоны помещений.

Воздухозабор следует располагать с наветренной стороны (по господствующему направлению ветра) по отношению к дымовым трубам, вентиляционным, технологическим и другим выбросам, а также возможно дальше от открывающихся фонарей и нагретых поверхностей кровли.

Выброс в атмосферу загрязненного воздуха должен предусматриваться, как правило, над кровлей зданий. Выброс воздуха, который удаляется механической вентиляцией через отверстия в стенах без устройства шахт, выведенных выше кровли, не допускается. В виде исключения выброс может предусматриваться через отверстия, устроенные в стенах и окнах, если вредности не будут заноситься в другие помещения. Выброс в атмосферу взрывоопасных газов должен производиться на расстоянии по горизонтали, равном не менее 10 эквивалентных диаметров (по площади) выбросной трубы, но не менее 20 *м* от места выброса дымовых газов. Технологические выбросы, а также выбросы воздуха, удаляемого местными отсосами, которые содержат пыль, ядовитые газы и пары, подлежат, как правило, очистке перед выбросом их в атмосферу.

Степень очистки воздуха от вредностей и высота труб для удаления как очищенных, так и неочищенных выбросов должны определяться из условий: а) чтобы на территории предприятия в зонах забора наружного воздуха для систем вентиляции и кондиционирования воздуха концентрация пыли, ядовитых газов и паров не превышала 30% предельно допустимых концентраций в воздухе рабочей зоны производственных помещений; б) чтобы за счет рассеяния выбросов максимальные разовые концентрации ядовитых веществ в атмосферном воздухе населенных мест не превышали предельно допустимые, указанные в СН 245—63 и в перечне Министерства здравоохранения СССР № 692—67.

Б. РАССЕИВАНИЕ ВРЕДНОСТЕЙ, ВЫБРАСЫВАЕМЫХ ЧЕРЕЗ ФОНАРИ, КРЫШНЫЕ ВЕНТИЛЯТОРЫ И ШАХТЫ

Для уменьшения загрязнения воздуха на территории промышленного предприятия вредности не следует выбрасывать в зоны ветровой аэродинамической тени от здания и ветрового подпора перед зданием.

Граница аэродинамической тени для отдельно стоящего здания с длиной l (в направлении, перпендикулярном потоку ветра) более 10 высот здания $H_{зд}$, приведена на рис. 1.7.

Зависимость высоты аэродинамической тени $h_{а.т}$ от расстояния ее от кромки здания l приведена в табл. 1.5.

При длине здания $l<10\ H_{зд}$ высота аэродинамической тени уменьшается. На участке от места срыва потока у кромки здания до места наибольшей высоты аэродинамической тени граница последней может быть определена умножением величины превышения аэродинамической тени над зданием $(h_{а.т} - H_{зд})$, определенной по табл. 1.5, на коэффициент k_1 (табл. 1.6).

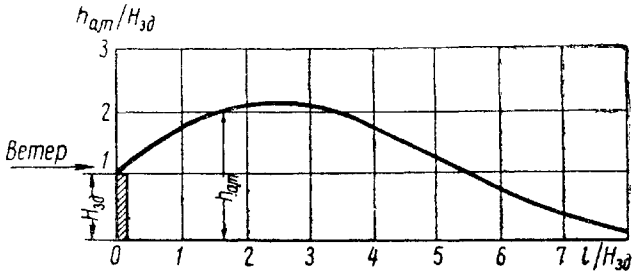


Рис. 1.7. Граница аэродинамической тени отдельно стоящего здания

Таблица 1.5

Граница высоты аэродинамической тени для зданий с длиной фасада более $10H_{зд}$

$l/H_{зд}$	0	1	2	2,5	3	4	5	6	7	8	8,5
$h_{а.т}/H_{зд}$	1	1,75	2,2	2,2	2,1	1,7	1,3	0,75	0,35	0,05	0,04

Таблица 1.6

Значения поправочных коэффициентов k_1 при длине фасада здания менее $10\ H_{зд}$ (к табл. 1.5)

$l/H_{зд}$	0,1	0,25	0,5	0,75	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
k_1	0,1	0,16	0,22	0,27	0,32	0,45	0,55	0,64	0,71	0,78	0,84	0,9	0,95	1

Далее, граница аэродинамической тени близка к прямой, наклоненной к горизонту под углом 22°. Когда перед зданием с подветренной стороны находятся другие здания, высота аэродинамической тени над ним будет меньше. В этом случае для определения превышения аэродинамической тени над зданием за расчетную высоту здания $H_{р.зд}$ следует принимать ту его часть, которая обдувается ветром, а за нулевой уровень (от которого следует отсчитывать высоту аэродинамической тени) — горизонтальную линию, проходящую через точку *а* (рис. 1.8).

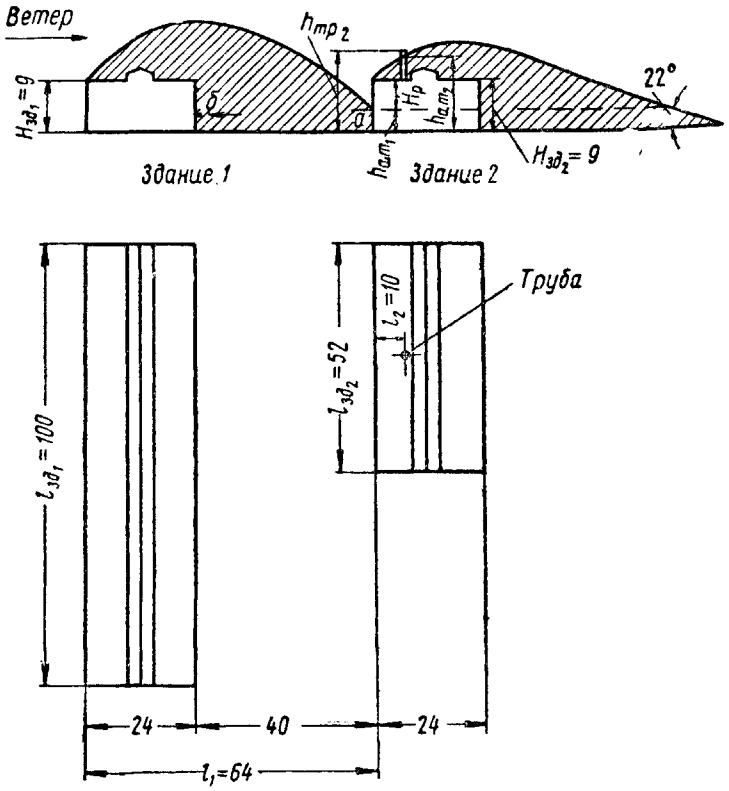


Рис. 1.8. Схема границ аэродинамической тени для двух зданий

Граница зоны подпора определяется по схеме (рис. 1.9) и при помощи графика (рис. 1.10).

При выбросе вредностей максимальная их концентрация в приземном слое определяется по формулам:

через фонари

$$C_{макс} = \frac{0{,}16m}{v_в H_{зд}} \text{ мг/м}^3; \qquad (1.9)$$

через трубы и шахты вытяжной вентиляции и технологических установок

$$C_{макс} = \frac{k_2 M}{v_в H_{зд}^2} \text{ мг/м}^3, \qquad (1.10)$$

где m — количество выбрасываемых вредностей, приходящееся на 1 *м* длины фасада здания (или части фасада), для которой производится расчет, в *г/ч*;

$v_в$ — скорость ветра в *м/сек*;

$H_{зд}$ — высота здания в *м*;

k_2 — коэффициент, зависящий от отношения высоты трубы $h_{тр}$ к высоте аэродинамической тени $h_{а.т}$ в месте расположения трубы; в случае выброса вредностей в зоне аэродинамической тени при $h_{тр} < h_{а.т}$ величина k_2 принимается равной 0,57, при $h_{тр} > h_{а.т}$ — определяется по табл. 1.7 (где $h_{тр}$ — высота трубы или шахты от уровня земли в *м*);

M — общее количество выбрасываемых вредностей в *г/ч*.

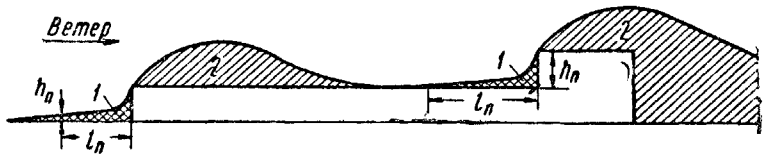


Рис. 1.9. Схема границ зон подпора и аэродинамической тени для здания со сложным профилем

1 — зона подпора; *2* — зона аэродинамической тени; $h_п$ и $l_п$ — высота и длина зоны подпора

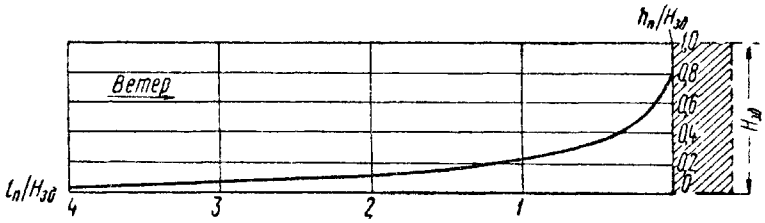


Рис. 1.10. Граница зоны подпор отдельно стоящего здания

Таблица 1.7

Значение коэффициента k_2

$h_{тр}/h_{а.т}$	До 1	1,03	1,05	1,1	1,25	1,5	1,75	2	2,5	3
k_2	0,57	0,07	0,065	0,061	0,052	0,045	0,04	0,037	0,033	0,03

По формуле (1.9) также можно определять концентрацию вредностей от равномерно распределенных на крыше дефлекторов, шахт и крышных вентиляторов.

Максимальные концентрации вредностей в зоне аэродинамической тени в приземном слое за зданием с фонарями, низкими шахтами, дефлекторами и крышными вентиляторами наблюдаются на расстоянии $(2 \div 3)\ H_{зд}$. На заветренном фасаде здания концентрация вредностей равна 60% максимальной.

Концентрация вредностей в приземном слое по мере удаления от места наибольшей концентрации по направлению ветра определяется по формуле

$$C_{x_1} = \frac{C_{макс}}{e^n} \text{ мг/м}^3, \qquad (1.11)$$

где $n = 0{,}1\left(\frac{x_1}{H_{зд}} - 2{,}5\right)$;

x_1 — расстояние от места наибольшей концентрации в *м*;

e^n — основание натуральных логарифмов в степени n (табл. 1.8).

При одновременном выбросе вредностей через трубу, фонари, шахты, дефлекторы и крышные вентиляторы их максимальная концентрация в приземном слое

Таблица 1.8

Значения e^n

n	e^n	n	e^n	n	e^n	n	e^n	n	e^n
0,00	1	0,48	1,62	1,15	3,16	2,6	13,46	4,2	66,69
0,01	1,01	0,5	1,65	1,2	3,32	2,65	14,15	4,4	81,45
0,02	1,02	0,52	1,68	1,25	3,49	2,7	14,88	4,6	99,48
0,03	1,03	0,54	1,72	1,3	3,67	2,75	15,64	4,8	121,51
0,04	1,04	0,56	1,75	1,35	3,86	2,8	16,44	5	148,41
0,05	1,05	0,58	1,79	1,4	4,06	2,85	17,29	5,2	181,27
0,06	1,06	0,6	1,82	1,45	4,26	2,9	18,17	5,4	221,41
0,07	1,07	0,62	1,86	1,5	4,48	2,95	19,11	5,6	270,43
0,08	1,08	0,64	1,9	1,55	4,71	3	20,09	5,8	330,3
0,09	1,09	0,66	1,93	1,6	4,95	3,05	21,11	6	403,43
0,1	1,11	0,68	1,97	1,65	5,21	3,1	22,2	6,2	492,75
0,12	1,13	0,7	2,01	1,7	5,47	3,15	23,34	6,4	601,85
0,14	1,15	0,72	2,05	1,75	5,75	3,2	24,53	6,6	735,1
0,16	1,17	0,74	2,1	1,8	6,05	3,25	25,79	6,8	897,85
0,18	1,2	0,76	2,14	1,85	6,36	3,3	27,11	7	1096,6
0,2	1,22	0,78	2,18	1,9	6,69	3,35	28,5	7,2	1339,4
0,22	1,25	0,8	2,23	1,95	7,03	3,4	29,96	7,4	1636
0,24	1,27	0,82	2,27	2	7,39	3,45	31,5	7,6	1998,2
0,26	1,3	0,84	2,32	2,05	7,77	3,5	33,11	7,8	2440,6
0,28	1,32	0,86	2,36	2,1	8,17	3,55	34,81	8	2981
0,3	1,35	0,88	2,41	2,15	8,58	3,6	36,6	8,2	3641
0,32	1,38	0,9	2,46	2,2	9,02	3,65	38,47	8,4	4447,1
0,34	1,41	0,92	2,51	2,25	9,49	3,7	40,45	8,6	5431,7
0,36	1,43	0,94	2,56	2,3	9,97	3,75	42,52	8,8	6634,2
0,38	1,46	0,96	2,61	2,35	10,49	3,8	44,7	9	8103,1
0,4	1,49	0,98	2,66	2,4	11,02	3,85	46,99	9,2	9897,1
0,42	1,52	1	2,72	2,45	11,59	3,9	49,4	9,4	12 088
0,44	1,55	1,05	2,86	2,5	12,18	3,95	51,93	9,6	14 765
0,46	1,58	1,1	3	2,55	12,81	4	54,6	10	22 026

находится на оси, проходящей через трубу по направлению ветра, и определяется как сумма концентраций, найденных по формулам (1.9)—(1.11).

При одновременном выбросе вредностей через несколько труб их максимальная концентрация находится на линии, проходящей между этими трубами, равна сумме концентраций, создаваемых в данной точке каждым из источников вредностей, и определяется по схеме, приведенной на рис. 1.11 (см. далее пример 1.3).

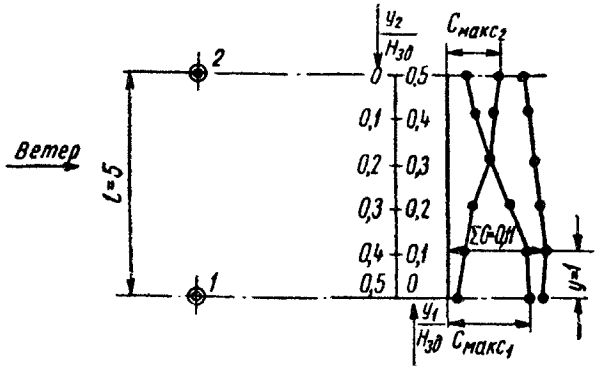


Рис. 1.11. Схема определения максимальной концентрации вредностей в приземном слое при выбросе из двух труб

Максимальная концентрация вредностей на расстоянии y от оси факела определяется по формуле

$$C_y = k_3 C_{\text{макс}} \ мг/м^3, \qquad (1.12)$$

где $C_{\text{макс}}$ — максимальная концентрация вредностей на оси факела в $мг/м^3$;

k_3 — коэффициент, зависящий от относительного удаления заданной точки от оси факела $y/H_{\text{зд}}$ по перпендикуляру и определяемый по табл. 1.9.

Таблица 1.9

Изменение концентрации вредностей при удалении от оси факела

$y/H_{\text{зд}}$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
k_3	1	0,95	0,78	0,56	0,36	0,2	0,1	0,045	0,02	0,005	0,0025

Шахты и трубы, из которых выбрасываются значительные количества вредностей, рекомендуется делать без зонтов, так как последние сбивают факел вредностей вниз, в зону аэродинамической тени.

При выбросе вредностей через трубу, имеющую высоту от уровня земли, которая превышает утроенную высоту аэродинамической тени от уровня земли, концентрацию вредностей в приземном слое рекомендуется определять по данным п. 1.5 «В».

Пример 1.1. Определить концентрацию хлора в точке *б* (в месте забора воздуха), выбрасываемого через фонарь здания *1* (см. рис. 1.8), при направлении ветра слева направо со скоростью $v_в = 3$ *м/сек*, количестве выбрасываемого воздуха 100 000 $м^3/ч$; концентрации хлора 1,4 $мг/м^3$. Высота здания $H_{\text{зд}_1} = 9$ *м* и его длина $l_{\text{зд}_1} = 100$ *м*.

Решение. 1. Количество хлора, приходящееся на 1 *м* длины фасада здания:

$$m = \frac{100\,000 \cdot 1{,}4}{1000 \cdot 100} = 14 \ г/ч.$$

2. Максимальная концентрация хлора в приземном слое между зданиями *1* и *2* по формуле (1.9):

$$C_{\text{макс}} = \frac{0{,}16 \cdot 14}{3 \cdot 9} = 0{,}083 \ мг/м^3.$$

3. Концентрация хлора на заветренном фасаде здания в месте забора воздуха:

$$C = 0{,}083 \cdot 0{,}6 = 0{,}05 \ мг/м^3,$$

что значительно меньше допустимой $1 \cdot 0{,}3 = 0{,}3$ $мг/м^3$.

Пример 1.2. Определить максимальную концентрацию сероводорода в приземном слое за зданием *2* (см. рис. 1.8), выбрасываемого через трубу, а также высоту трубы, устье которой должно быть расположено выше границы аэродинамической тени здания *2*, при скорости ветра $v_в = 3$ *м/сек* и количестве выбрасываемого сероводорода $M = 5000$ *г/ч*. Высота здания $H_{\text{зд}_1} = 9$ *м*.

Решение. 1. Определяем высоту аэродинамической тени здания *1* у фасада здания *2*.

Расстояние от кромки срыва ветра у здания *1* до фасада здания *2* $l_1 = 64$ *м*, следовательно, $\frac{l_1}{H_{\text{зд}_1}} = \frac{64}{9} \approx 7$.

Длина здания *2* $l_{\text{зд}_2} = 52$ *м*. Расстояние от фасада здания *2* до оси трубы $l_2 = 10$ *м*.

По табл. 1.5 находим отношение $h_{\text{а.т}_1}/H_{\text{зд}_1} = 0{,}35$, откуда

$$h_{\text{а.т}_1} = 9 \cdot 0{,}35 = 3{,}2 \ м.$$

2. Расчетная высота здания *2*

$$H_{\text{р.зд}_2} = 9 - 3{,}2 = 5{,}8 \ м.$$

3. Высота аэродинамической тени здания *2* в месте расположения трубы

$$\frac{l_2}{H_{\text{р.зд}_2}} = \frac{10}{5{,}8} = 1{,}7.$$

По табл. 1.5 путем интерполяции находим $h_{а.т_2}/H_{р.зд_2}=2{,}07$, откуда высота аэродинамической тени от уровня точки a будет:

$$h_{р.а.т_2}=5{,}8\cdot 2{,}07=12\ м.$$

Так как длина здания 2 менее $10H_{рзд_2}$, вводим поправочный коэффициент k_1 по табл. 1.6 $\frac{l_{зд_2}}{H_{р.зд_2}}=\frac{52}{5{,}8}=9$. Следовательно, $k_1=0{,}95$.

Высота аэродинамической тени от уровня земли в месте расположения трубы

$$h_{а.т_2}=3{,}2+12\cdot 0{,}95=14{,}6\ м.$$

Принимаем высоту трубы от уровня земли $h_{тр_2}=15\ м$.

4. Отношение высоты трубы к высоте аэродинамической тени в месте расположения трубы $\frac{h_{тр_2}}{h_{а.т_2}}=\frac{15}{14{,}6}=1{,}03$. По табл. 1.7 находим коэффициент $k_2=0{,}07$.

5. Максимальная концентрация сероводорода в приземном слое по формуле (1.10)

$$C_{макс}=\frac{0{,}07\cdot 5000}{3\cdot 9^2}=1{,}45\ мг/м^3,$$

что составляет $\frac{1{,}45}{10}100=14{,}5\%$ допустимой концентрации.

Пример 1.3. Определить суммарную максимальную концентрацию хлора в приземном слое за зданием при выбросе загрязненного воздуха из двух труб (см. рис. 1.11). Валовый выброс хлора через трубу 1 $M_1=50$ *г/ч* и через трубу 2 $M_2=30$ *г/ч*.

Здание находится на открытом месте. Высота здания 10 *м*. Расстояние между трубами $l=5$ *м*. Расчетная скорость ветра $v_в=3$ *м/сек*. Выброс производится в зону аэродинамической тени.

Решение. 1. Максимальные концентрации хлора по формуле (1.10):

по оси трубы 1

$$C_{макс_1}=\frac{0{,}57\cdot 50}{3\cdot 10^2}=0{,}095\ мг/м^3;$$

по оси трубы 2

$$C_{макс_2}=\frac{0{,}57\cdot 30}{3\cdot 10^2}=0{,}057\ мг/м^3.$$

2. Пользуясь данными табл. 1.9, по формуле (1.12) находим концентрации хлора на разных расстояниях y от осей факелов у труб 1 и 2. Складывая величины концентрации хлора от выброса каждой трубы, получаем график суммарных концентраций. Как видно из графика, суммарная максимальная концентрация равна 0,11 *мг/м*³ и находится на расстоянии $y=1$ *м* от трубы 1.

В. РАССЕИВАНИЕ ВРЕДНЫХ ВЕЩЕСТВ ПРИ ПОМОЩИ ВЫСОКИХ ТРУБ

При выбросе вредностей через высокие трубы загрязнение атмосферы заводской территории происходит только при значительных ее размерах. В основном же загрязняется территория, находящаяся за пределами предприятия.

Расчет рассеивания вредностей, выбрасываемых через высокие трубы для агломерационных фабрик черной металлургии, фабрик производства обожженных окатышей черной металлургии, агломерационных фабрик цветной металлургии, конверторных цехов, доменного производства, мартеновских цехов, электросталеплавильных цехов, производства серной кислоты контактным способом, производства элементарной серы, нефтеперерабатывающих заводов установки каталитического риформинга, термического и каталитического крекинга, гидроочистки, АТ и АВТ, разделения и изомеризации ксилола, очистки масел) и котельных, следует производить согласно «Указаниям по расчету рассеивания в атмосфере вредных веществ (пыли и сернистого газа), содержащихся в выбросах промышленных предприятий» (СН 369—67).

Для других вредных веществ, не входящих в вышеуказанный перечень производств, рекомендуется пользоваться методикой П. И. Андреева.

В зависимости от условий при расчете рассеивания вредностей по методу Андреева приходится решать четыре задачи.

Первая задача — определение максимальной концентрации вредностей у поверхности земли и расстояния от этого места до источника загрязнения при заданной высоте трубы — решается следующим образом.

1. Определяется возвышение воздушной струи над устьем трубы Δh по формуле

$$\Delta h=\frac{1{,}9dv_0}{v_в\varphi}\ м, \qquad (1.13)$$

где d — диаметр устья трубы в *м*;
v_0 — скорость выхода газовоздушной струи из устья трубы в *м/сек*;
$v_в$ — расчетная скорость ветра на высоте 10 *м* в *м/сек*;
φ — поправочный коэффициент на скорость ветра, зависящий от высоты трубы, принимаемый по табл. 1.10.

Таблица 1.10

Изменение величины φ в зависимости от высоты трубы

Высота трубы h от уровня земли в *м*	Величина φ
10	1
20	1,15
40	1,3
60	1,4
80	1,46
100	1,5
120	1,54
140	1,57
160	1,6
180	1,63
200	1,65

2. Определяется эффективная высота выброса вредностей H по формуле

$$H=h+\Delta h\ м, \qquad (1.14)$$

где h — высота трубы от уровня земли в *м*.

3. Определяется максимальная концентрация вредностей у поверхности земли $C_{x_{макс}}$ по формуле

$$C_{x_{макс}}=\frac{235M_0}{v_в H^2}\ мг/м^3, \qquad (1.15)$$

где M_0 — количество пыли или газа, выбрасываемого через трубу, в *г/сек*.

4. Определяется расстояние от источника загрязнения до места максимальной концентрации по формуле

$$x_{макс}=20H\ м. \qquad (1.16)$$

Вторая задача — определение необходимой высоты трубы h, обеспечивающей допустимую концентрацию вредностей у поверхности земли, — решается следующим образом.

1. Определяется необходимая эффективная высота выброса H по формуле

$$H=\sqrt{\frac{235M_0}{v_в C_{макс}}}\ м, \qquad (1.15а)$$

где $C_{макс}$ — допустимая максимально разовая концентрация вредностей на уровне земли.

2. Определяется возвышение воздушной струи над устьем трубы по формуле (1.13), причем коэффициент Φ принимается по табл. 1.10, задаваясь высотой трубы.

3. Определяется необходимая высота трубы по формуле

$$h = H - \Delta h \ м. \qquad (1.14а)$$

Третья задача — определение допустимой концентрации вредностей в воздухе, выбрасываемом через трубу, — решается следующим образом.

1. Определяется возвышение воздушной струи над устьем трубы по формуле (1.13).

2. Определяется эффективная высота выброса по формуле (1.14).

3. Определяется максимальное количество вредностей, которое можно выбросить в атмосферу, по формуле

$$M_0 = \frac{C_{макс}\, v_в\, H^2}{235} \ г/сек. \qquad (1.15б)$$

4. Определяется допустимая концентрация вредностей в выбрасываемом воздухе по формуле

$$C_0 = \frac{1000 M_0}{L} \ мг/м^3, \qquad (1.17)$$

где L — количество выбрасываемого воздуха в $м^3/сек$.

Четвертая задача — определение концентрации вредностей у поверхности земли в заданной точке при заданной высоте трубы — решается в следующем порядке.

1. Определяется возвышение воздушной струи над устьем трубы по формуле (1.13).

2. Определяется эффективная высота выброса по формуле (1.14).

3. Определяется концентрация вредностей C_x у поверхности земли на оси потока по направлению ветра на заданном расстоянии x от источника выделения вредностей:

$$C_x = \frac{K M_0}{1000 v_в} \ мг/м^3, \qquad (1.18)$$

где $K = 1000k$ — увеличенная в 1000 раз условная (при $M_0 = 1$ $г/сек$ и $v_в = 1$ $м/сек$) концентрация вредностей k в $мг/м^3$ у поверхности земли, определяемая по табл. 1.11 в зависимости от H и x.

Таблица 1.11

Значения условных концентраций вредностей K в $мг/м^3$ у поверхности земли в зависимости от эффективной высоты выброса H и расстояний x

Расстояние от источника загрязнения воздуха x в $м$	$K = k \cdot 10^3$ при эффективной высоте выброса H в $м$																		
	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200
0	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
100	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
200	120	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
300	490	55	—	0,39	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
400	**590**	170	30	2,95	0,2	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
500	560	260	85	18,5	3,1	0,41	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
600	480	**270**	130	43	13	3,2	1,2	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
700	380	250	145	66,5	27,5	9,5	2,9	0,75	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
800	310	230	**150**	83	40	18	7,3	2,4	0,73	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
900	240	185	135	92	52	28,5	12,5	5,7	2,3	0,8	—	—	—	—	—	—	—	—	—
1000	210	173	130	**94**	61	35	20	10,2	4,7	2,05	0,8	—	—	—	—	—	—	—	—
1100	185	153	122	91	63,5	42	26	14	7,8	3,8	1,7	0,78	—	—	—	—	—	—	—
1200	155	136	113	89	**65,2**	42,3	29,4	19	10,7	6,3	3,2	1,6	0,73	—	—	—	—	—	—
1300	135	120	106	84	65,2	**47,5**	33,5	22,4	15	8,8	5	2,7	1,5	0,75	—	—	—	—	—
1400	112	109	94	78,5	62	**48**	34	26	17,4	10,7	6,9	4,4	2,4	1,3	0,65	—	—	—	—
1500	108	97	86	73,5	59,5	47	36	26,5	18,8	13,3	8,5	5,7	3,4	2,05	1,13	0,63	—	—	—
1600	93	87	78	68	56,6	46	**37**	28	20,8	14,8	10,4	7,2	4,5	3	1,8	1,1	0,61	—	—
1700	85	78	71	64,5	53,4	45	36,5	28,7	21,9	16,3	11,9	8,8	5,9	4	2,4	1,6	0,98	0,6	—
1800	76	72	65	57,5	50	42,5	35,5	**29**	22,7	17,6	**13**	9,5	7,1	4,8	**3,3**	2,2	1,42	0,87	0,58
1900	67	64	59	54	47,5	41,5	35	29	23,2	18,6	14,4	10,8	7,9	5,9	3,9	3	1,97	1,3	0,86
2000	60	58	55	50	45	39	33,5	28,4	**23,5**	19,3	15,2	11,7	8,8	7,1	4,8	3,5	2,4	1,75	1,16
2200	52	49	48	43	39,4	35	31	27	23	**19,4**	16	13	8,9	7,9	6,5	4,8	3,6	2,65	1,96
2400	45	42	40	37	34,5	31,5	28,5	25	22	19	**16,3**	13,6	11,3	9,15	7,4	5,9	4,4	3,6	2,7
2600	37	36	34,5	33	31	28,5	25,5	23,5	21	18,5	16,2	**14**	11,7	10,05	8,3	6,9	5,7	4,6	3,46
2800	31	30,5	30	29	27,5	25,5	24	22	19,8	17,7	15,7	13,9	**12,2**	10,3	8,9	7,6	6,3	5,25	4,15
3000	27	**26,8**	26	25	24	22,5	21	19,5	17,8	16,2	14,9	13,3	11,8	**10,4**	9	7,8	6,6	5,65	4,65
3200	24,8	24	23,5	23	21,5	20,5	19,5	18,2	16,9	15,6	14,3	12,9	11,7	10,3	**9,3**	8,1	7,1	6,2	5,3
3400	21,8	20	20	20	19,5	18,5	17,7	16,6	15,6	14,6	13,4	12,3	11,2	10,1	9,1	**8,2**	7,2	6,3	5,5
3600	19,6	19	18,5	18,1	17,5	17	16	15,3	14,4	13,5	12,5	11,7	10,7	9,75	8,9	8,1	**7,3**	6,45	5,75
3800	17,5	17	16,5	16,7	16	15,5	14,7	14,2	13,4	12,6	11,9	11,1	10,4	9,5	8,7	7,9	7,2	**6,5**	5,85
4000	16	15,5	15,3	15,1	14,7	14,1	13,7	13,1	12,5	11,9	11,2	10,5	9,8	9,1	8,5	7,8	7,15	6,45	**5,9**
5000	10,2	10,1	9,9	9,7	9,5	9,4	9,2	8,9	8,6	8,4	8	7,8	7,4	7,1	6,7	6,4	6	5,7	5,4
6000	7	7	6,95	6,9	6,8	6,8	6,6	6,5	6,3	6,2	6,1	5,9	5,7	5,6	5,4	5,1	5	4,75	4,55
7000	5,25	5,2	5,15	5,1	5	5	5	4,9	4,8	4,7	4,6	4,5	4,5	4,4	4,2	4,1	4	3,85	3,75
8000	4	4	3,98	3,95	3,9	3,9	3,9	3,8	3,78	3,72	3,68	3,64	3,6	3,5	3,4	3,4	3,3	3,2	3,12
9000	3,2	3,2	3,2	3,2	3,15	3,1	3,1	3,05	3,04	3	3	2,95	2,9	2,9	2,8	2,8	2,7	2,68	2,63
10 000	2,56	2,56	2,55	2,55	2,5	2,5	2,5	2,45	2,45	2,42	2,4	2,38	2,36	2,34	2,32	2,3	2,25	2,22	2,18

Примечания: 1. Значения $K = k \cdot 10^3$, выделенные жирным шрифтом, являются максимальными при данной эффективной высоте выброса H. Соответствующие им значения x являются расстояниями от источников загрязнения до точек максимальных концентраций.

2. Данная таблица заимствована из работы П. И. Андреева «Рассеяние в воздухе газов, выбрасываемых промышленными предприятиями» (Госстройиздат, 1952) с дополнениями значений K, рассчитанных Гипротисом для эффективной высоты выброса 20, 30 и 40 $м$.

В случае, когда заданная точка находится в стороне от оси потока выбросов на расстоянии y, концентрация вредностей C_{x1y} определяется по формуле

$$C_{x1y} = \frac{C_{x_1}}{e^n} \text{ мг/м}^3, \qquad (1.19)$$

где C_{x_1} — концентрация вредностей на расстоянии x_1 от источника загрязнения по оси потока выброса, определяемая по формуле (1.18);

e — основание натуральных логарифмов:

$n = \left(\frac{y}{0{,}05x_1}\right)^2$;

x_1 — расстояние от источника загрязнения до основания нормали, проведенной из рассматриваемой точки к оси потока выбросов в *м*.

Для упрощения расчетов значения e^n можно определять по табл. 1.8.

При наличии нескольких источников загрязнения воздуха вредными примесями концентрация вредностей в заданной точке определяется суммированием концентраций, полученных в данной точке расчетами для каждого источника отдельно.

Расчеты рассеяния вредностей по приведенным формулам применимы для ровной или слабо пересеченной местности, при холмистом рельефе местности действительные концентрации вредностей могут существенно отличаться от расчетных.

Среднесуточные концентрации вредностей примерно в 4,5 раза меньше максимально разовых.

Пример 1.4. Определить максимальную концентрацию этилена у поверхности земли. Высота трубы $h=80$ *м*, диаметр $d=2{,}5$ *м*, скорость выхода воздуха из устья трубы $v_0=15$ *м/сек*, количество выбрасываемого этилена $M_0=200$ *г/сек*, расчетная скорость ветра на высоте 10 *м* $v_в=1$ *м/сек* (первая задача).

Решение. 1. Определяем возвышение воздушной струи над устьем трубы по формуле (1.13):

$$\Delta h = \frac{1{,}9 \cdot 2{,}5 \cdot 15}{1 \cdot 1{,}46} \approx 49 \text{ м}.$$

2. Определяем эффективную высоту выброса вредностей по формуле (1.14):

$$H = 80 + 49 = 129 \text{ м}.$$

3. Определяем максимальную концентрацию вредностей у поверхности земли по формуле (1.15):

$$C_{x_{\text{макс}}} = \frac{235 \cdot 200}{1 \cdot 129^2} = 2{,}8 \text{ мг/м}^3,$$

что меньше допустимой концентрации по санитарным нормам 3 *мг/м*³.

4. Определяем расстояние от трубы до места максимальной концентрации по формуле (1.16):

$$x_{\text{макс}} = 20 \cdot 129 = 2580 \text{ м}.$$

Пример 1.5. Для условий предыдущего примера определить высоту трубы, если количество выбрасываемого этилена $M_0=160$ *г/сек* (вторая задача).

Решение. 1. Определяем необходимую эффективную высоту выброса по формуле (1.15а):

$$H = \sqrt{\frac{235 \cdot 160}{1 \cdot 3}} \approx 111 \text{ м}.$$

2. Определяем возвышение воздушной струи над устьем трубы по формуле (1.13):

$$\Delta h = \frac{1{,}9 \cdot 2{,}5 \cdot 15}{1\varphi} \approx \frac{71{,}5}{\varphi} \text{ м}.$$

Задаваясь высотой трубы $h=60$ *м*, по табл. 1.10 находим $\varphi=1{,}4$:

$$\Delta h = \frac{71{,}5}{1{,}4} = 51 \text{ м},$$

3. Определяем необходимую высоту трубы по формуле (1.14а):

$$h = 111 - 51 = 60 \text{ м}.$$

Пример 1.6. Две трубы выбрасывают воздух, содержащий сероуглерод (рис. 1.12). Труба № 1: высота $h=80$ *м*, диаметр $d=2{,}9$ *м*, скорость выхода воздуха из устья трубы $v_0=16$ *м/сек*, количество выбрасываемого сероуглерода $M_0=7$ *г/сек*; труба № 2: $h=100$ *м*, $d=2$ *м*, $v_0=14$ *м/сек*, $M_0=2{,}5$ *г/сек*. Скорость ветра на высоте 10 *м* $v_в=4$ *м/сек*.

Определить максимальную концентрацию сероуглерода у поверхности земли в точке *А*, расположенной на расстоянии 1200 *м* от трубы № 1 и 1400 *м* от трубы № 2 (четвертая задача).

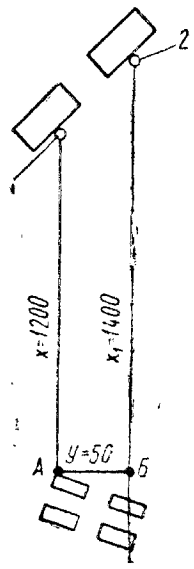


Рис. 1.12. Расположение труб в плане

1 и *2* — номера труб

Решение. Так как труба № 1 выбрасывает больше сероуглерода и имеет меньшую высоту, чем труба № 2, то расчет ведем при направлении ветра от трубы № 1 к точке *А*. Ось факела трубы № 2 в этом случае пройдет на расстоянии 50 *м* от точки *А*.

Определяем концентрацию сероуглерода, создаваемую выбросами трубы № 1 в точке *А*.

1. Возвышение воздушной струи над устьем трубы определяем по формуле (1.13):

$$\Delta h = \frac{1{,}9 \cdot 2{,}9 \cdot 16}{4 \cdot 1{,}46} = 15 \text{ м}.$$

2. Определяем эффективную высоту выброса по формуле (1.14):

$$H = 80 + 15 = 95 \text{ м}.$$

3. Находим по табл. 1.11 для $H=95$ *м* и $x=1200$ *м* условную концентрацию вредностей $K = \frac{19+10{,}7}{2} = 14{,}9$.

4. Определяем концентрацию сероуглерода на уровне земли в точке *А* по формуле (1.18):

$$C_x = \frac{14{,}9 \cdot 7}{1000 \cdot 4} = 0{,}026 \text{ мг/м}^3.$$

Определяем концентрацию сероуглерода, создаваемую выбросами из трубы № 2 в точке *А*, для чего первоначально находим концентрацию сероуглерода в точке *Б*, находящейся на расстоянии 1400 *м* от этой трубы по принятому направлению ветра.

5. Определяем возвышение воздушной струи над устьем трубы № 2 по формуле (1.13):

$$\Delta h = \frac{1{,}9 \cdot 2 \cdot 14}{4 \cdot 1{,}5} \approx 9 \text{ м}.$$

6. Определяем эффективную высоту выброса по формуле (1.14):

$$H = 100 + 9 = 109 \text{ м}.$$

7. Находим по табл. 1.11 для $H=109$ *м* и $x=1400$ *м* условную концентрацию вредностей $K=11{,}4$.

8. Определяем концентрацию сероуглерода на уровне земли в точке *Б* по формуле (1.18):

$$C_{x_1} = \frac{11{,}4 \cdot 2{,}5 \cdot 1}{1000 \cdot 4} = 0{,}007 \text{ мг/м}^3.$$

9. Концентрацию сероуглерода в точке *А*, находящейся от оси потока выброса из трубы № 2 на расстоянии $y=50$ *м*, определяем по формуле (1.19). Предварительно находим e^n, для чего определяем величину

$$n = \left(\frac{50}{0{,}05 \cdot 1400}\right)^2 = 0{,}51,$$

с помощью которой затем по табл. (1.8) находим значение $e^n = 1{,}67$.

Тогда по формуле (1.19)

$$C_{x_1 y} = \frac{0{,}007}{1{,}67} = 0{,}004 \text{ мг/м}^3.$$

10. Определяем суммарную концентрацию сероуглерода в точке *А*:

$$0{,}026 + 0{,}004 = 0{,}03 \text{ мг/м}^3.$$

Полученный результат соответствует допустимой максимально разовой концентрации.

ГЛАВА 2

ПОСТУПЛЕНИЕ В ПОМЕЩЕНИЯ ТЕПЛА И ВЛАГИ И БОРЬБА С НИМИ

2.1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

А. ИСТОЧНИКИ ВЫДЕЛЕНИЯ ТЕПЛА И ВЛАГИ. СОСТАВЛЕНИЕ ТЕПЛОВЫХ БАЛАНСОВ

При составлении балансов по теплу и влаге в помещениях учитываются: а) поступления тепла за счет работы производственного оборудования, электродвигателей, искусственного освещения, нагревательных приборов отопления; б) поступление или удаление тепла за счет нагретых или охлажденных материалов и полуфабрикатов, а также химических реакций; в) выделение тепла и влаги людьми; г) поступление или потери тепла через внешние и внутренние массивные ограждения; д) поступление тепла от солнечной радиации через остекленные поверхности; е) выделение или поглощение влаги, что во многих случаях сопровождается соответствующим выделением или поглощением тепла.

Тепловой и влажностный балансы помещения изменяются во времени. Первой задачей расчета является определение максимума избытка тепла или тепла и влаги в помещении при расчетных наружных параметрах теплого периода года, так как эта величина служит основанием для определения производительности системы аэрации, вентиляционной установки или кондиционера и расчетов сетей системы.

Второй задачей расчета является определение наименьших избытков или наибольших недостатков тепла и соответствующих избытков влаги при расчетных наружных параметрах в холодное время года, служащих для определения воздухообмена для этого времени и нагрузок на калориферы и теплосети.

В некоторых случаях (см. п. 1.4) необходимо также составление теплового и влажностного балансов для помещения при параметрах наружного воздуха, соответствующих условиям переходного режима. Величина избытков тепла или тепла и влаги в таких случаях определяет воздухообмен в помещении в переходное время года, который часто сохраняется постоянным на весь холодный период.

Потери тепла через внешние ограждения в холодный период года рассчитываются в предположении установившегося теплового режима (см. главу 2 в части I настоящего справочника).

Поступление тепла солнечной радиации в обычной практике принято учитывать при наружной температуре 10° С и выше.

Для расчетов поступления тепла солнечной радиации в помещения используется метод, изложенный в пп. 2.3 «А» и 2.3 «Б».

Б. МЕРОПРИЯТИЯ ПО УМЕНЬШЕНИЮ ПОСТУПЛЕНИЯ ТЕПЛА И ВЛАГИ В ПОМЕЩЕНИЯ

В большинстве случаев избытки тепла или тепла и влаги в помещении в теплое время года определяют производительность систем вентиляции и кондиционирования воздуха, а следовательно, затраты на их сооружение и эксплуатацию. Для уменьшения производственных тепло- и влаговыделений следует применять изоляцию и капсюляцию аппаратуры и коммуникаций, выделяющих тепло, удалять транзитные коммуникации за пределы кондиционируемых помещений, применять охлаждаемые водой и воздухом рубашки и экраны для оборудования, предусматривать замкнутое воздушное охлаждение электродвигателей и принимать другие меры, вытекающие из местных условий.

Для уменьшения поступлений тепла через внешние и внутренние ограждения их следует изолировать и по возможности делать более массивными. В теплое время года целесообразно применять охлаждение и переохлаждение помещений и чердаков над ними более холодным ночным воздухом.

Существенное снижение поступлений тепла через кровлю дает защита ее водой от перегрева солнечными лучами. Однако это мероприятие требует значительных капитальных вложений и эксплуатационных затрат и может быть рекомендовано лишь в тех случаях, когда величина солнечной радиации через покрытие составляет значительную долю в общем тепловом балансе помещения.

2.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЙ ОТ ОБОРУДОВАНИЯ, МАТЕРИАЛОВ И ИСКУССТВЕННОГО ОСВЕЩЕНИЯ. ВЫДЕЛЕНИЕ ТЕПЛА И ВЛАГИ ЛЮДЬМИ

А. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Количество тепла, выделяющегося в помещение от нагретого оборудования и материалов, должно приниматься по технологическому проекту или определяться в соответствии с ведомственными указаниями.

Тепловыделения от нагретых поверхностей определяются по обычным формулам теории теплопередачи. При расчете тепловыделений в необходимых случаях следует учитывать тепло, поступающее в помещение с воздухом и газами, прорывающимися из-под укрытий оборудования. Тепловыделения от неизолированных и изолированных трубопроводов следует определять согласно указаниям части I настоящего справочника.

При составлении баланса тепла в помещении должно учитываться поступление или отнятие тепла за счет нагретых или охлажденных поверхностей воздуховодов вентиляции, местных отсосов, зонтов и укрытий оборудования.

Б. ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЯ ОТ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПЕЧЕЙ

Количество тепла, поступающее в помещение с 1 $м^2$ нагретых боковых поверхностей обмуровки печей из огнеупорного и красного кирпича, можно определять по графику (рис. 2.1), составленному при условии, что температура в помещении равна 15° С.

При других значениях температуры в помещении $Q_п$ корректируется по соотношению разностей температур поверхности ограждения и помещения.

Пример 2.1. Определить температуру на внешней поверхности боковых стен методической печи для нагрева слитков до 1250° С и величину тепловыделений в помещение при стационарном режиме работы печи. Температура газов внутри печи 1350° С.

Сумма термических сопротивлений конструкции стен $\Sigma\frac{e}{\lambda}=\frac{0,25}{1,1}=0,225$ *град/ккал.*

Решение. По графику (см. рис. 2.1) находим точку *A*, которой соответствует $t_п=250°$ С, $Q_к=2075$ *ккал/м²·ч*, $Q_л=2750$ *ккал/м²·ч* и $Q_п=4825$ *ккал/м²·ч*.

Своды печей, имеющие малую кривизну ($R \geqslant 0,5$ *м*), приближенно считают плоскими и количество тепла, поступающего через них в помещение цеха, можно определять по графику, приведенному на рис. 2.1, умножая затем полученную величину на коэффициент 1,3.

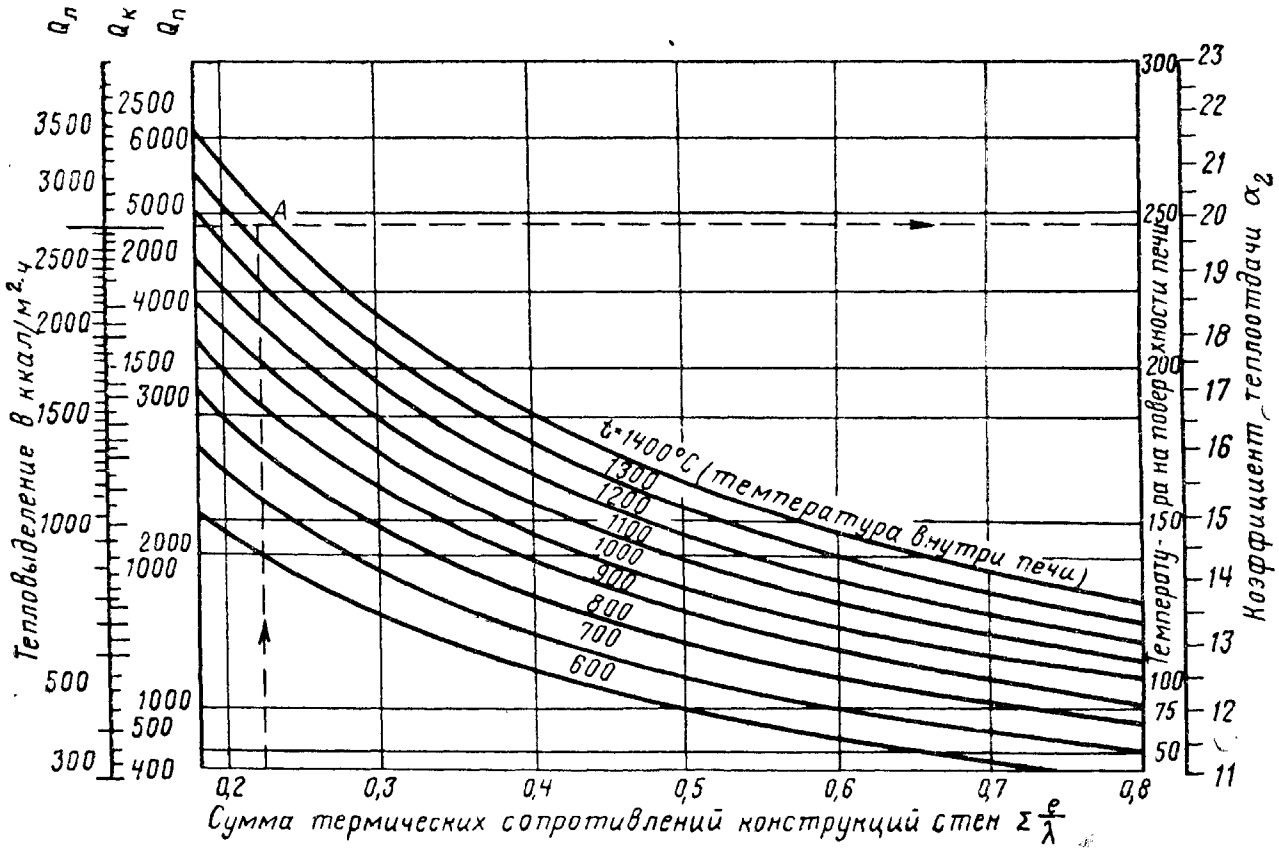


Рис. 2.1. График тепловыделений боковыми поверхностями промышленных печей при температуре в помещении 15° С и значениях $\alpha=4$ и $C=4$

Тепловыделения от пода печей зависят от конструкции фундамента печи.

Количество тепла, поступающего в помещение через под печи, ориентировочно равно:

$$Q = m\varphi\frac{F\lambda\,(t_п - t_в)}{D}\ ккал/ч, \qquad (2.1)$$

где $m=0,5\div0,7$ — доля тепла, поступающего в помещение (остальное тепло уходит в грунт);
φ — коэффициент, учитывающий форму пода; для круглого пода $\varphi=4,13$, для квадратного пода $\varphi=4,58$; для прямоугольного пода (при очень вытянутых прямоугольниках) $\varphi=3,87\div4,58$;
F — площадь пода в *м²*;
λ — коэффициент теплопроводности кладки пода в *ккал/м·ч·град*;
$t_п$ — температура в печи в *град*;
$t_в$ — температура окружающего воздуха в *град*;
D — ширина пода или его диаметр в *м*.

Количество тепла, поступающее в помещение от закрытых дверок печей, определяется также по графику, приведенному на рис. 2.1. Тепловыделения от продуктов сгорания топлива, выбивающихся через неплотности дверок при повышенном давлении в печи, учитываются согласно указаниям п. 2.2 «Е».

Интенсивность излучения из открытых рабочих окон определяется по графикам, приведенным на рис. 2.2 и 2.3, пользуясь которыми рассчитывается облучение на рабочем месте по выражению

$$i_л = i_п k_д k_р\ ккал/м²·ч, \qquad (2.2)$$

где $i_п$ — интенсивность теплового излучения печи в *ккал/м²·ч*;
$k_д$ — коэффициент диафрагмирования (рис. 2.3);
$k_р$ — коэффициент уменьшения интенсивности излучения в зависимости от относительного расстояния до источника (рис. 2.3).

Пример 2.2. Определить величину теплового излучения из рабочего отверстия печи при открытой дверке на расстояниях $l_1=1$ *м* и $l_2=2$ *м*; температура в печи 1200° С; размеры отверстия печи: $Б=0,8$ *м* и $h=0,4$ *м*; толщина стенки печи $\delta=0,36$ *м*.

Решение. По графику (см. рис. 2.2.) находим $i_п = 186\cdot10^3$ *ккал/м²·ч*.

Далее вычисляем:

$$\frac{h}{\delta}=\frac{0,4}{0,36}=1,11;\quad \frac{Б}{\delta}=\frac{0,8}{0,36}=2,22.$$

По графику, приведенному на рис. 2.3, находим $k'_д=0,61$ и $k''_д=0,75$ и определяем значение коэффициента $k_д$.

$$k_д=\frac{k'_д+k''_д}{2}=\frac{0,61+0,75}{2}=0,68.$$

Затем вычисляем:

$$d_э=\frac{2\cdot0,4\cdot0,8}{0,4+0,8}=0,533\ м;\quad \frac{l_1}{d_э}=\frac{1}{0,533}\approx1,9;$$

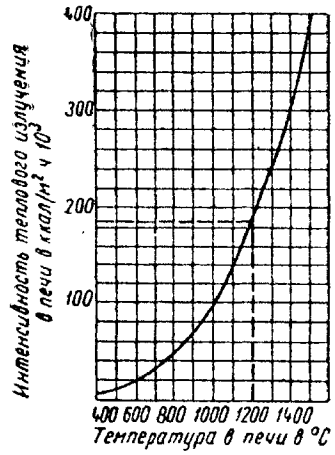
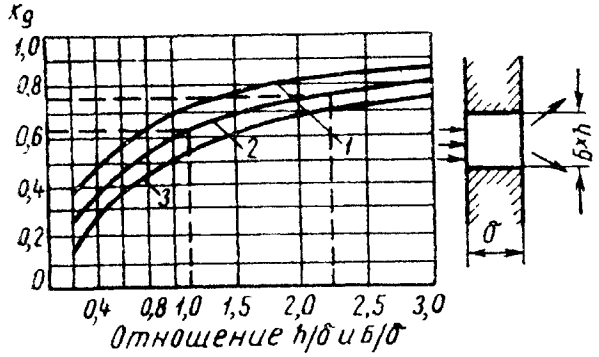


Рис. 2.2 График интенсивности теплового излучения в промышленных печах



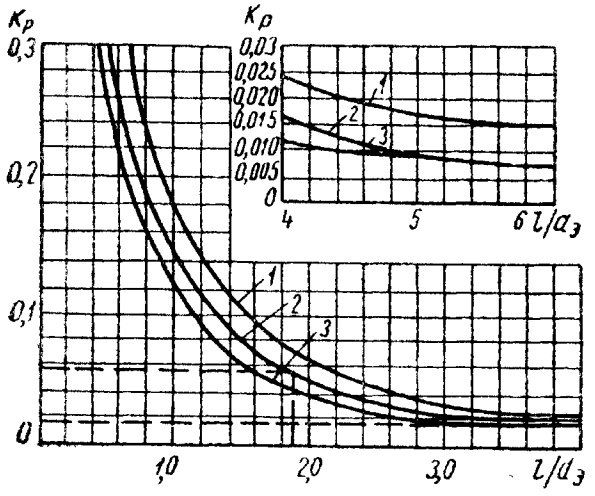


Рис. 2.3. График для определения коэффициентов диафрагмирования $k_д$ и $k_р$

1 — для вытянутых отверстий; *2* — для прямоугольных отверстий ($h : Б = 1 : 2$); *3* — для круглых и квадратных отверстий

$$\frac{l_2}{d_э} = \frac{2}{0{,}533} = 3{,}8.$$

По графику, приведенному на рис. 2.3, находим:

для $l_1 = 1$ *м* . . . . . $k_р' = 0{,}058$

„ $l_2 = 2$ „ . . . . . $k_р'' = 0{,}018$

Интенсивность теплового облучения будет на расстоянии:

1 *м* . . . $i_л = 186 \cdot 10^3 \cdot 0{,}68 \cdot 0{,}058 = 7340$ *ккал/м²·ч*

2 „ . . . $i_л = 186 \cdot 10^3 \cdot 0{,}68 \cdot 0{,}018 = 2300$

В. ПЕРЕХОД МЕХАНИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ В ТЕПЛОВУЮ

Оборудование и электродвигатели могут находиться в одном или в разных помещениях, а потребляемая энергия может полностью переходить в тепло, нагревающее воздух помещения, или частично расходоваться на нагревание обрабатываемого продукта, перекачиваемой жидкости или воздуха, удаляемого из укрытия машины.

Тепловыделения от электродвигателей, не имеющих принудительного охлаждения с отводом тепла за пределы помещения, определяются по формуле

$$Q_1 = 860 N_у K_{загр} K_{од} \frac{1 - \eta_1}{\eta_1} =$$

$$= 860 N_у K_{сп} (1 - \eta_1) \text{ ккал/ч}, \qquad (2.3)$$

где $N_у$ — установочная или номинальная мощность электродвигателя в *квт*;

$K_{загр}$ — коэффициент загрузки электродвигателя, равный отношению средней мощности, которая передается оборудованию в течение расчетного часа $N_{об}$, к установочной или номинальной мощности двигателя $N_у$, т. е.

$$K_{загр} = \frac{N_{об}}{N_у};$$

$K_{од}$ — коэффициент одновременности работы электродвигателей;

$K_{сп} = \frac{K_{загр} K_{од}}{\eta_1}$ — коэффициент спроса на электроэнергию, принимаемый по электротехнической части проекта; для ориентировочных расчетов допускается пользоваться средними значениями, приведенными в табл. 2.1;

$\eta_1 = K_п \eta$ — коэффициент полезного действия электродвигателя при данной загрузке;

$K_п$ — поправочный коэффициент, учитывающий загрузку двигателя; при $K_{загр} \geqslant 0{,}8$ $K_п = 1$, при $K_{загр} < 0{,}8$ $K_п$ принимается по каталожным данным, а при их отсутствии следующим:

$K_{загр}$	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3
$K_п$	0,99	0,98	0,97	0,95	0,91

η — к. п. д. электродвигателя при полной загрузке, определяемый по каталогу.

Формула (2.3) пригодна для учета тепла, поступающего в помещение от насосов и вентиляторов, приводимых в действие электродвигателями, если механическая энергия, передаваемая воде или воздуху, отводится с последними из пределов помещения.

Таблица 2.1

Значения коффициента спроса $K_{сп}$

Наименование оборудования	Значения $K_{сп}$
Металлорежущие станки мелкосерийного производства с нормальным режимом работы — мелкие токарные, строгальные, долбежные, фрезерные, сверлильные, карусельные, точильные	0,16
То же, при крупносерийном производстве	0,2
То же, при тяжелом режиме работы — штамповочные прессы, автоматы, револьверные, обдирочные, зубофрезерные, а также крупные токарные, строгальные, фрезерные, карусельные, расточные станки	0,25
То же, с особо тяжелым режимом работы — приводы молотов, ковочных машин, волочильных станов, очистных барабанов, бегунов и др	0,4
Механические цехи с многошпиндельными автоматами для изготовления деталей из прутков	0,23
Переносный электроинструмент	0,1
Вентиляторы, эксгаустеры	0,7
Насосы, компрессоры, мотор-генераторы	0,75
Краны, тельферы при $ПВ$=25%	0,1
То же, при $ПВ$=40%	0,2
Элеваторы, транспортеры, шнеки, конвейеры несблокированные	0,5
То же, сблокированные	0,65
Сварочные трансформаторы дуговой электросварки	0,3
Однопостовые сварочные мотор-генераторы	0,35
Многопостовые сварочные мотор-генераторы	0,7
Сварочные дуговые автоматы типа АДС	0,5
Печи сопротивления с автоматической загрузкой изделий, сушильные шкафы, нагревательные приборы	0,9
То же, с пневматической загрузкой изделий	0,8
Индукционные печи низкой частоты	0,8
Мотор-генераторы индукционных печей высокой частоты	0,8
Ламповые генераторы индукционных печей высокой частоты	0,8

Тепловыделения от мотор-генераторов складываются из потерь энергии в электродвигателях и генераторах:

$$Q_2 = 860 N_у K_{загр} K_{од} \frac{1-\eta_1\eta_2}{\eta_1\eta_2} = 860 N_у K_{сп}(1-\eta_1\eta_2)\ ккал/ч, \quad (2.4)$$

где η_2 — к. п. д. генератора при данной загрузке.

Тепловыделения от оборудования, приводимого в действие электродвигателями, определяются по формуле

$$Q_3 = 860 N_у K_{загр} K_{од} K_т = 860 N_у K_{сп} K_т \eta_1\ ккал/ч, \quad (2.5)$$

где $K_т$ — коэффициент перехода тепла в помещение, учитывающий, что часть тепла может быть унесена эмульсией, водой или воздухом, уходящими из помещения.

Величину $K_т$ следует принимать по опытным данным или пользоваться для ее определения ведомственными указаниями и нормами.

Общие тепловыделения от электродвигателей и приводимого ими оборудования, установленных в одном помещении, определяются по формуле

$$Q_4 = 860 N_у K_{загр} K_{од}\left(\frac{1}{\eta_1} - 1 + K_т\right) ккал/ч. \quad (2.6)$$

Г. ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЯ ОТ ОСТЫВАЮЩИХ ИЗДЕЛИЙ

При остывании нагретых изделий (болванок, проката, заготовок и др.) и материалов тепло выделяется неравномерно при убывающей разности температур. При нестационарном режиме остывания тепловыделения определяются по формуле

$$Q_{ост} = Gc\,(t_н - t_в)B\ ккал/ч, \quad (2.7)$$

где G — вес остывающих изделий в *кг*;
c — теплоемкость материала в *ккал/кг · град*;
$t_н$ — начальная температура материала в *град*;
$t_в$ — температура окружающего воздуха в *град*;
B — коэффициент, учитывающий интенсивность выделения тепла во времени.

Для металлических изделий B можно принимать по табл. 2.2; для других материалов — по опытным или литературным данным.

Если нагретый металл или сырье поступает в помещение непрерывным потоком (например, по конвейеру) и остывает в течение 1 *ч* до температуры $t_к$, то тепловыделение от него определяется по формуле

$$Q_{ост} = Gc(t_н - t_к)\ ккал/ч. \quad (2.7а)$$

Таблица 2.2

Значения коэффициента B при остывании чугунного литья

Вес отливки в *кг*	Распределение тепловыделений		
	1-й час	2-й час	3-й час и т. д.
До 200	0,75	0,15	0,1
200—1000	0,55	0,3	0,15
Более 1000	0,4	0,35	0,25

Д. ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЯ ОТ ОТКРЫТЫХ ВОДНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

Количество явного тепла, выделяющегося в помещение от поверхности нагретой воды, определяется по формуле

$$Q_р = (4{,}9 + 3{,}5\ v)\,(t_{воды} - t_в)\ ккал/ч \cdot м^2, \quad (2.8)$$

где v — скорость движения воздуха над поверхностью воды в *м/сек*;
$t_{воды}$ — температура воды в *град*;
$t_в$ — температура воздуха в *град*.

Е. ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЯ, ПОСТУПАЮЩИЕ С ПРОДУКТАМИ СГОРАНИЯ И ОТ ХИМИЧЕСКИХ РЕАКЦИЙ

Количество тепла, которое поступает в помещение с газами, проникающими через неплотности:

$$Q_г = G_г c_г (t_г - t_{ух})\ ккал/ч, \quad (2.9)$$

где $G_г$ — количество поступающих в помещение газов в *кг/ч*;
$c_г$ — удельная теплоемкость продуктов сгорания, равная в среднем 0,25 *ккал/кг · град*;
$t_г$ — температура газов, поступающих в цех, в *град*;
$t_{ух}$ — температура уходящих из помещения газов, принимаемая равной температуре воздуха, уходящего из помещения, в *град*.

Тепловыделения от химических реакций следует принимать по технологическим данным. Тепло, выделяющееся при сжигании некоторых горючих веществ, можно определять по табл. 2.3, в которой указано также количество влаги, образующейся при горении.

Таблица 2.3

Количество тепла и влаги, выделяющихся при полном сгорании 1 *кг* горючих

Горючее вещество	Тепло в *ккал*	Влага в *кг*
Ацетилен	11 400	0,7
Бензин	10 200	1,4
Водород	28 700	9
Водяной генераторный газ	2 800	0,61
Светильный газ	4 200	1,31

Ж. ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЯ ОТ ИСКУССТВЕННОГО ОСВЕЩЕНИЯ

Принято считать, что вся энергия, затрачиваемая на освещение, переходит в тепло, нагревающее воздух помещения, при этом пренебрегают частью энергии, нагревающей конструкции здания и уходящей через них, а также через остекление здания.

Тепловыделения от освещения:

$$Q_{осв} = 860 N_{осв} \text{ ккал/ч}, \qquad (2.10)$$

где $N_{осв}$ — суммарная мощность источников освещения в *квт*.

Если осветительная арматура и лампы находятся вне пределов помещения (на чердаке, за остекленной стеной и т. п.), количество тепла следует определять по сумме видимой и невидимой радиации, попадающей в помещение. Пример распределения энергии ламп приведен в табл. 2.4.

По экспериментальным данным, 40% тепловыделений от люминесцентных ламп, которые устанавливаются в светильниках (типа ВОТ), встроенных в чердачное перекрытие бесфонарного здания, поступает в помещение, а 60% тепловыделений от этих ламп поступает на чердак.

Таблица 2.4

Распределение энергии люминесцентных ламп и ламп накаливания

Вид энергии	Люминесцентная лампа N=40 *вт*	Лампа накаливания N=100÷1000*вт*
Видимая радиация (свет)	16,5	12
Невидимая радиация	37,5	73,8
Всего	54	85,8
Тепло, отдаваемое конвекцией и теплопроводностью	46	14,2
Итого	100	100

З. ВЫДЕЛЕНИЕ ТЕПЛА И ВЛАГИ ЛЮДЬМИ

Выделение тепла и влаги людьми зависит от их физической нагрузки и температуры воздуха в помещении. Для расчетов рекомендуется пользоваться табл. 2.5, в которой приведены средние данные для взрослого мужчины. Принято считать, что взрослые женщины выделяют 85%, а дети в среднем 75% тепла и влаги по сравнению с мужчиной.

Таблица 2.5

Количество тепла и влаги, выделяемых взрослыми людьми (мужчинами), в зависимости от их физической нагрузки и температуры воздуха в помещении

Показатели	Температура воздуха в помещении в °С					
	10	15	20	25	30	35
В состоянии покоя						
Тепло в *ккал/ч*:						
явное	120	100	75	50	35	10
скрытое	20	25	25	30	45	70
полное	140	125	100	80	80	80
Влага в *г/ч*	30	40	40	50	75	115
При легкой работе						
Тепло в *ккал/ч*:						
явное	130	105	85	55	35	5
скрытое	25	30	45	70	90	120
полное	155	135	130	125	125	125
Влага в *г/ч*	40	55	75	115	150	200
При работе средней тяжести						
Тепло в *ккал/ч*:						
явное	140	115	90	60	35	5
скрытое	45	65	85	110	135	165
полное	185	180	175	170	170	170
Влага в *г/ч*	70	110	140	185	230	280
При тяжелой работе						
Тепло в *ккал/ч*:						
явное	170	140	110	80	45	10
скрытое	80	110	140	170	205	240
полное	250	250	250	250	250	250
Влага в *г/ч*	135	185	240	295	355	415

2.3. ПОСТУПЛЕНИЕ ТЕПЛА ЧЕРЕЗ НАРУЖНЫЕ И ВНУТРЕННИЕ ОГРАЖДЕНИЯ ПОМЕЩЕНИЙ И ЗДАНИЙ

А. ПОСТУПЛЕНИЕ ТЕПЛА ЗА СЧЕТ СОЛНЕЧНОЙ РАДИАЦИИ ЧЕРЕЗ МАССИВНЫЕ ОГРАЖДЕНИЯ

При расчете поступлений тепла солнечной радиации через внешние ограждения в теплое время года необходимо учитывать значительные колебания температуры наружного воздуха в течение расчетных суток и колебания температуры на поверхности наружных ограждений, обогреваемых солнцем. Благодаря массивности ограждений колебания температур на их внутренней поверхности уменьшаются и запаздывают по отношению к колебаниям температур на внешней поверхности.

Определение величины теплопритока производится для условных расчетных суток, когда максимальная температура наружного воздуха равна расчетной наружной температуре t для заданных параметров (например, параметров А или Б).

Количество тепла, проникающее через массивные ограждения в помещения в теплый период года, определяется по следующим формулам:

для кровельных покрытий темных цветов

$$Q_1 = k_1 k_2 F(\Delta t_1 + \Delta t_2) \text{ ккал/ч}. \qquad (2.11)$$

Формула (2.11) действительна для зданий, расположенных на северной широте 40°, и применима с достаточной степенью точности для расчета поступле-

ния тепла через кровли зданий, расположенных в пределах от 32 до 44° с. ш.;

для кровельных покрытий любого цвета для зданий, расположенных на любой северной широте,

$$Q_2 = k_1 k_2 F(\Delta t_1 + \Delta t_3) \text{ ккал/ч}. \quad (2.12)$$

Поступление тепла через стены зданий, расположенных на 40° с. ш., определяется по формуле

$$Q_3 = k_2 F(\Delta t_1 + \Delta t_5) \text{ ккал/ч}. \quad (2.13)$$

Формулой (2.13) допускается пользоваться также для расчета поступления тепла через стены, обращенные на восток, запад, северо-восток и северо-запад в пределах 24—52° с. ш. и обращенные на север, юго-восток и юго-запад в пределах 32—44° с. ш.

Для стен зданий, расположенных в любых широтах, поступление тепла определяется по формуле

$$Q_4 = k_2 F(\Delta t_1 + \Delta t_6) \text{ ккал/ч}. \quad (2.14)$$

Здесь k_1 — коэффициент, равный для бесчердачных кровельных покрытий 1 и для чердачных покрытий с хорошо вентилируемыми чердаками 0,75;

k_2 — коэффициент теплопередачи покрытия или стены в *ккал/м² · ч · град*;

F — площадь ограждения или его горизонтальной проекции для наклонных кровель в $м^2$;

Δt_1 — эквивалентная разность температур для данной местности в *град*, равная:

$$\Delta t_1 = t_н - t_{вн} - A\Delta t_а - Б; \quad (2.15)$$

величина Δt_1 ограничивается:

для тяжелых конструкций . . . . . ±3°
» конструкций средней тяжести . . . . ±2°
(для легких конструкций Δt_1 принимается равной 0°);

$t_н$ — расчетная температура наружного воздуха для данной местности в соответствии с принятыми наружными расчетными параметрами в *град*;

$t_{вн}$ — расчетная температура внутреннего воздуха в помещении в *град*;

$\Delta t_а$ — средняя амплитуда суточных колебаний температуры для данной местности в июне—августе в *град*, принимаемая по СНиП II-А.6-62; при отсутствии данных допускается принимать для прибрежных морских районов СССР $\Delta t_а = 6°$, для средней полосы $\Delta t_а = 12°$, а для районов с пустынным и сухим степным климатом $\Delta t_а = 18°$;

A и $Б$ — постоянные, принимаемые равными:

для легких конструкций . .	$A=0$; $Б=0$
» конструкций средней тяжести	$A=0{,}25$; $Б=5{,}5$
для тяжелых конструкций .	$A=0{,}5$; $Б=2{,}75$

Δt_2 — исходная эквивалентная разность температур для кровель, облучаемых солнцем (табл. 2.6);

Δt_3 — эквивалентная разность температур для любых покрытий, определяемая по формуле

$$\Delta t_3 = \Delta t_4 + k_3 \frac{I_1}{I_2}(\Delta t_2 - \Delta t_4) \text{ град}; \quad (2.16)$$

k_3 — коэффициент, учитывающий цвет кровли (для темных кровель $k_3=1$, для серой, голубой и красной $k_3=0{,}8$; для белой и алюминиевой $k_3=0{,}55$); для светлых кровель коэффициент k_3 рекомендуется учитывать в расчетах только в тех случаях, когда постоянство цвета кровли может быть обеспечено условиями эксплуатации зданий;

Δt_4 — исходная эквивалентная разность температур для кровель, находящихся в тени (см. табл. 2.6);

Δt_5 — исходная эквивалентная разность температур для стен, облучаемых солнцем (табл. 2.7);

Δt_6 — эквивалентная разность температур для любых стен в любых северных широтах, определяемая по формуле

$$\Delta t_6 = \Delta t_7 + \frac{I_3}{I_4}(\Delta t_5 - \Delta t_7) \text{ град}; \quad (2.17)$$

Δt_7 — исходная эквивалентная разность температур для стен в тени (см. табл. 2.7);

I_1/I_2 — отношение максимального напряжения солнечной радиации на горизонтальную плоскость для заданной широты к максимальному напряжению для 40° с. ш., для которого составлена табл. 2.6 (табл. 2.8);

I_3/I_4 — отношение максимального напряжения солнечной радиации на вертикальную плоскость для заданных широт и ориентации к максимальному напряжению для 40° с. ш., для которого составлена табл. 2.7 (см. табл. 2.8).

Таблица 2.6

Значения исходных эквивалентных расчетных разностей температур для освещенных солнцем и затененных кровель зданий, расположенных на 40° с. ш., в *град*

Конструкция кровли	Вес кровли в $кг/м^2$	Обозначение	Часы суток по солнечному времени								
			8	10	12	14	16	18	20	22	24
1. Освещенная солнцем											
Легкая	До 35	Δt_2	6,7	21,1	30	**34,4**	27,8	14,4	5,6	2,2	0
Средней тяжести	От 36 до 270		0	11,1	22,2	28,9	**30**	23,3	11,1	5,6	3,3
Тяжелая	» 271 » 400		3,3	3,3	11,1	18,9	23,3	**24,4**	18,9	11,1	7,8
Легкая, залитая водой слоем 25 *мм*	До 35*		0	2,2	8,9	**12,2**	10	7,8	5,6	1,1	0
Легкая, над которой разбрызгивается вода	» 35*		0	2,2	6,7	**10**	8,9	7,8	5,6	1,1	0
Тяжелая, залитая водой слоем 25 *мм*	От 271 до 400*		—1,1	—1,1	—2,2	5,6	7,8	**8,9**	7,8	5,6	3,3
Тяжелая, над которой разбрызгивается вода	» 271 » 400*		—1,1	—1,1	—1,1	4,4	6,7	**7,8**	6,7	5,6	3,3
Любая кровля, залитая водой слоем 150 *мм*	До 400*		—1,1	0	0	3,3	**5,6**	5,6	4,4	2,2	0
2. Затененная											
Легкая	35	Δt_4	—2,2	0	3,3	6,7	**7,8**	6,7	4,4	1,1	0
Средней тяжести	От 36 до 270		—2,2	—1,1	1,1	4,4	**6,7**	6,7	5,6	3,3	1,1
Тяжелая	» 271 » 400		—1,1	—1,1	0	2,2	**4,4**	**5,6**	5,6	4,4	2,2

* Без учета веса воды.

Таблица 2.7

Исходные эквивалентные расчетные разности температур Δt_5 для облучаемых солнцем и Δt_7 для затененных наружных стен

Разность температур	Северная широта — страны света	Солнечное время																	
		8		10		12		14		16		18		20		22		24	
		Т	С	Т	С	Т	С	Т	С	Т	С	Т	С	Т	С	Т	С	Т	С
Кирпичная стена толщиной 100 мм (вес 180 кГ/м²)																			
Δt_5	СВ	—1,1	—2,2	**13,3**	**6,7**	11,1	5,6	5,6	3,3	6,7	5,6	**7,8**	**7,8**	6,7	6,7	5,6	5,6	3,3	2,2
	В	1,1	0	16,7	7,8	**17,2**	**9,4**	7,8	7,8	6,7	6,7	7,8	7,8	6,7	6,7	5,6	4,4	3,3	3,3
	ЮВ	1,1	—1,1	11,1	5,6	**15,6**	**8,9**	14,4	8,9	10	7,8	7,8	6,7	6,7	6,7	**5,6**	4,4	3,3	3,3
	Ю	—2,2	—2,2	—1,1	—1,1	6,7	3,3	13,3	8,9	**14,4**	**10**	11,1	8,9	6,7	6,7	4,4	4,4	2,2	**2,2**
	ЮЗ	0	—1,1	0	—1,1	1,1	1,1	6,7	4,4	17,8	12,2	**20**	**14,4**	18,9	13,3	5,6	4,4	3,3	3,3
	З	0	—1,1	0	0	2,2	1,1	5,6	4,4	14,4	10	22,2	15,6	**23,3**	**15,6**	8,9	7,8	3,3	**3,3**
	СЗ	—2,2	—2,2	—1,1	—1,1	1,1	1,1	4,4	3,3	6,7	6,7	16,7	12,2	18,9	**13,3**	6,7	5,6	3,3	3,3
	С	—2,2	—2,2	—1,1	—1,1	0	0	3,3	3,3	5,6	5,6	**6,7**	**6,7**	6,7	6,7	4,4	4,4	2,2	2,2
Δt_7	В тени	—2,2	—2,2	—1,1	—1,1	0	0	3,3	3,3	5,6	5,6	**6,7**	**6,7**	6,7	6,7	4,4	4,4	2,2	2,2
Стена из дырчатого кирпича или шлакоблоков толщиной 200 мм (вес 250 кГ/м²)																			
Δt_5	СВ	0	0	0	0	**11,1**	**5,6**	8,9	5,6	5,6	3,3	6,7	5,6	**7,8**	**6,7**	6,7	5,6	4,4	4,4
	В	2,2	1,1	6,7	2,2	13,3	6,7	**14,4**	**7,8**	11,3	6,7	6,7	5,6	7,8	6,7	7,8	5,6	5,6	4,4
	ЮВ	1,1	0	1,1	0	8,9	4,4	11,1	6,7	**11,3**	**7,8**	7,8	6,7	7,8	6,7	6,7	5,6	4,4	3,3
	Ю	0	0	0	0	1,1	0	6,7	3,3	13,3	7,8	**14,4**	**8,9**	11,1	7,8	6,7	5,6	4,4	3,3
	ЮЗ	1,1	0	1,1	0	1,1	0	3,3	2,2	6,7	5,6	14,4	10	**16,7**	**11,1**	14,4	10	4,4	3,3
	З	2,2	1,1	2,2	1,1	2,2	1,1	3,3	2,2	5,6	4,4	10	7,8	16,7	12,2	**17,8**	**12,2**	10	7,8
	СЗ	0	0	0	0	1,1	0	2,2	1,1	4,4	3,3	6,7	5,6	12,2	10	**16,7**	**12,2**	5,6	4,4
	С	—1,1	—1,1	—1,1	—1,1	—1,1	—1,1	0	0	3,3	3,3	5,6	5,6	5,6	5,6	5,6	5,6	**3,3**	3,3
Δt_7	В тени	—1,1	—1,1	—1,1	—1,1	—1,1	—1,1	0	0	3,3	3,3	5,6	5,6	5,6	5,6	5,6	5,6	3,3	3,3
Кирпичная стена толщиной 200 мм (вес 360 кГ/м²)																			
Δt_5	СВ	1,1	1,1	1,1	1,1	5,6	1,1	**8,9**	**4,4**	7,8	4,4	5,6	3,3	5,6	4,4	5,6	5,6	5,6	4,4
	В	4,4	3,3	4,4	3,3	7,8	4,4	**10**	**5,6**	10	5,6	7,8	4,4	7,8	5,6	7,8	5,6	6,7	5,6
	ЮВ	4,4	2,2	3,3	3,3	3,3	2,2	7,8	5,6	**10**	**6,7**	8,9	6,7	6,7	5,6	6,7	5,6	6,7	5,6
	Ю	2,2	1,1	2,2	1,1	2,2	1,1	2,2	1,1	5,6	3,3	**8,9**	5,6	8,9	**6,7**	6,7	5,6	5,6	4,4
	ЮЗ	4,4	2,2	3,3	2,2	3,3	2,2	4,4	2,2	5,6	3,3	6,7	4,4	11,1	6,7	**13,3**	**8,9**	11,1	7,8
	З	4,4	2,2	3,3	2,2	3,3	2,2	4,4	3,3	5,6	3,3	7,8	4,4	11,1	8,9	**13,3**	**8,9**	13,3	8,9
	СЗ	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	2,2	1,1	3,3	2,2	4,4	3,3	5,6	4,4	8,8	7,8	**10**	7,8
	С	0	0	0	0	0	0	0	0	1,1	1,1	3,3	3,3	**4,4**	**4,4**	4,4	4,4	3,3	3,3
Δt_7	В тени	0	0	0	0	0	0	0	0	1,1	1,1	3,3	3,3	**4,4**	**4,4**	**4,4**	4,4	3,3	3,3
Кирпичная стена толщиной 300 мм (вес 540 кГ/м²)																			
Δt_5	СВ	4,4	3,3	4,4	3,3	4,4	2,2	4,4	2,2	5,6	2,2	**6,7**	**3,3**	6,7	3,3	5,6	3,3	5,6	3,3
	В	6,7	4,4	6,7	4,4	6,7	4,4	5,6	3,3	6,7	4,4	**7,8**	**5,6**	7,8	5,6	7,8	4,4	7,8	4,4
	ЮВ	5,6	3,3	5,6	3,3	5,6	3,3	5,6	3,3	5,6	3,3	6,7	4,4	**7,8**	**5,6**	7,8	5,6	6,7	4,4
	Ю	4,4	3,3	4,4	3,3	3,3	2,2	3,3	2,2	3,3	2,2	4,4	2,2	5,6	3,3	**6,7**	**4,4**	6,7	4,4
	ЮЗ	5,6	3,3	5,6	3,3	5,6	3,3	5,6	3,3	5,6	3,3	5,6	4,4	5,6	4,4	6,7	4,4	**7,8**	**5,6**
	З	6,7	4,4	6,7	4,4	6,7	4,4	5,6	3,3	5,6	3,3	5,6	3,3	5,6	3,3	6,7	4,4	**8,9**	**5,6**
	СЗ	4,4	3,3	4,4	3,3	4,4	2,2	4,4	2,2	4,4	2,4	4,4	2,2	4,4	3,3	5,6	**3,3**	5,6	3,3
	С	2,2	2,2	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	2,2	2,2	3,3	3,3
Δt_7	В тени	2,2	2,2	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	2,2	2,2	**3,3**	3,3

Продолжение табл. 2.7

Разность температур	Северная широта — страны света	Солнечное время 8 Т	8 С	10 Т	10 С	12 Т	12 С	14 Т	14 С	16 Т	16 С	18 Т	18 С	20 Т	20 С	22 Т	22 С	24 Т	24 С
Бетонная или каменная стена толщиной 200 мм (вес 500 кГ/м²)																			
Δt_5	СВ	2,2	1,1	2,2	0	**8,9**	**4,4**	7,8	4,4	5,6	3,3	6,7	4,4	6,7	5,6	5,6	4,4	4,4	3,3
	В	3,3	2,2	7,8	4,4	**13,3**	**6,7**	13,3	6,7	10	5,6	7,8	5,6	7,8	5,6	6,7	5,6	5,6	4,4
	ЮВ	3,3	1,1	3,3	2,2	8,9	5,6	**10**	**6,7**	10	6,7	7,8	6,7	6,7	5,6	6,7	5,6	5,6	4,4
	Ю	1,1	0,6	1,1	0,6	2,2	0,6	6,7	3,3	8,9	6,7	**10**	**6,7**	7,8	6,7	5,6	4,4	4,4	3,3
	ЮЗ	3,3	1,1	2,2	1,1	3,3	1,1	4,4	2,2	7,8	5,6	12,2	8,9	**13,3**	**8,9**	12,2	8,9	5,6	4,4
	З	3,3	2,2	3,3	2,2	3,3	2,2	4,4	3,3	6,7	4,4	11,1	7,8	**15,6**	**10**	14,4	10	7,8	5,6
	СЗ	2,2	1,1	2,2	0	2,2	1,1	2,2	2,2	3,3	3,3	6,7	5,6	11,1	7,8	**12,2**	**8,9**	4,4	3,3
	С	0	0	0	0	0	0	1,1	1,1	2,2	2,2	3,3	3,3	4,4	4,4	3,3	3,3	2,2	2,2
Δt_7	В тени	0	0	0	0	0	0	1,1	1,1	2,2	2,2	3,3	3,3	**4,4**	**4,4**	3,3	3,3	2,2	2,2
Бетонная или каменная стена толщиной 300 мм (вес 750 кГ/м²)																			
Δt_5	СВ	3,3	2,3	3,3	1,1	3,3	1,1	**7,8**	**4,4**	7,8	4,4	5,6	4,4	5,6	4,4	6,7	5,6	5,6	4,4
	В	5,6	3,3	4,4	3,3	5,6	3,3	**10**	**5,6**	10	6,7	8,9	5,6	6,7	5,6	7,8	5,6	7,8	5,6
	ЮВ	4,4	2,2	4,4	2,2	3,3	2,2	7,8	4,4	**8,9**	**5,6**	8	5,6	7,8	5,6	6,7	5,6	6,7	5,6
	Ю	3,3	2,2	2,2	1,1	2,2	1,1	2,2	1,1	5,6	3,3	7,8	5,6	**8,9**	**6,7**	7,8	5,6	5,6	4,4
	ЮЗ	4,4	2,2	4,4	2,2	3,3	2,2	3,3	2,2	4,4	3,	5,6	4,4	1[illegible]	7,8	**11,1**	**7,8**	10	6,7
	З	5,6	3,3	4,4	3,3	4,4	3,3	5,6	3,3	5,6	3,3	6,7	4,4	8,9	6,6	**13,3**	7,8	12,2	7,8
	СЗ	3,3	2,2	3,3	1,1	3,3	1,1	3,3	2,2	3,3	2,2	4,4	3,3	5,6	4,4	10	6,7	**11,1**	**7,8**
	С	0	0	0	0	0	0	0	0	1,1	1,1	2,2	2,2	3,3	3,3	4,4	4,4	3,3	3,3
Δt_7	В тени	0	0	0	0	0	0	0	0	1,1	1,1	2,2	2,2	3,3	3,3	**4,4**	**4,4**	3,3	3,3

Примечания: 1. Буквой Т обозначена темная, а буквой С — светлая поверхность.
2. Цифры, выделенные жирным шрифтом, означают максимальные значения для каждой страны света.
3. Для конструкций стен, не приведенных в таблице, величины Δt_5 и Δt_7 следует вычислять путем интерполяции, используя данные для конструкций, близких по материалу и весу.

Таблица 2.8

Значения отношений максимальных напряжений солнечной радиации I_1/I_2 и I_3/I_4

Северная широта в *град*	Значение I_1/I_2 для горизонтальной поверхности	Значение I_3/I_4 для стен, ориентированных на страны света: Ю	З и В	ЮЗ и ЮВ	СЗ и СВ	С
24	1,08	0,3	0,98	0,8	1,01	1,12
28	1,07	0,33	0,98	0,9	1,01	1,06
32	1,05	0,6	0,99	0,93	1	1
36	1,03	0,8	0,99	0,98	1	1
40	1	1	1	1	1	1
44	0,96	1,23	1,01	1,05	1	1,03
48	0,93	1,4	1,02	1,11	1	1,05
52	0,9	1,65	1,03	1,17	1	1,11
56	0,86	1,88	1,05	1,23	1,03	1,29
60	0,82	2,1	1,08	1,29	1,06	1,44
64	0,78	2,3	1,12	1,34	1,11	1,58

Пример 2.3. Тяжелая темная кровля состоит из железобетона, изоляции и толя. Вес кровли 398 *кГ/м²*, k_2=0,64 *ккал/м² · ч · град*. Широта северная 35°; кровля облучается солнцем.

Определить количество тепла, поступающего через 1 *м²* кровли в 14 *ч* при $t_н$=35° С, $t_{вн}$=26,7° С и $\Delta t_а$=11,1°.

Решение. Величина Δt_1, определяемая по формуле (2.15), равна:

$$\Delta t_1 = 35 - 26{,}7 - 0{,}5 \cdot 11{,}1 - 2{,}75 = 0.$$

Это объясняется тем, что исходные температурные условия совпадают с принятыми в табл. 2.6.

Величина Δt_2 (по табл. 2.6) для тяжелой кровли в 14 *ч* равна 18,9°.

Следовательно, по формуле (2.11)

$$Q_1 = 1 \cdot 0{,}64 \cdot 1 \cdot 18{,}9 = 12{,}1 \text{ ккал/м}^2 \cdot ч.$$

Пример 2.4. Конструкция кровли указана в примере 2.3. Широта северная 35°.

Определить количество тепла, поступающего в 14 *ч*, при $t_н$=40,5° С, $t_{вн}$=25,5° С и $\Delta t_а$=16,7°.

Решение. Величина Δt_1, определяемая по формуле (2.15), равна:

$$\Delta t_1 = 40{,}5 - 25{,}5 - 0{,}5 \cdot 16{,}7 - 2{,}75 = 3{,}9°.$$

По указанному выше принимаем Δt_1=3°, тогда

$$Q_1 = 1 \cdot 0{,}64 \cdot 1(3 + 18{,}9) = 14 \text{ ккал/м}^2 \cdot ч.$$

Пример 2.5. Темная кровля облучается солнцем. Вес конструкции 200 *кГ/м²*, k_2=1,61 *ккал/м² · ч · град*. Широта северная 60°.

Определить максимальное количество тепла, поступающего через 1 *м²* кровли при $t_н$=30° С, $t_{вн}$=23° С и $\Delta t_а$=13°.

Решение. Кровля весом 200 *кГ/м²* относится к конструкциям средней тяжести. Расчет производим по формуле (2.12).

Величина Δt_1, определяемая по формуле (2.15), равна:

$$\Delta t_1 = 30 - 23 - 0{,}25 \cdot 13 - 5{,}5 \approx -1{,}8°.$$

Величина Δt_3, определяемая по формуле (2.16), зависит от значений Δt_2 и Δt_4, которые принимают по табл. 2.6 для 16 *ч*, когда они равны максимуму, т. е. Δt_2=30° и Δt_4=6,7° для темной кровли.

Коэффициент $k_3=1$, тогда по табл. 2.8 для широты 60° поправка равна $I_1/I_2=0{,}82$, откуда

$$\Delta t_3 = 6{,}7 + 1\cdot 0{,}82\ (30 - 6{,}7) = 25{,}8°.$$

По формуле (2.12) для бесчердачной кровли при $k_1=1$ имеем

$$Q_2 = 1\cdot 1{,}61\cdot 1(-1{,}8 + 25{,}8) = 38{,}6\ ккал/м^2\cdot ч.$$

Пример 2.6. Стена из красного кирпича толщиной 380 *мм* имеет вес 685 *кГ/м²*, $k_2=1{,}3$ *ккал/м² · ч · град;* ориентировка на юг; широта северная 60°; $t_н=30°$ С; $t_{вн}=23°$ С и $\Delta t_а=13°$.

Определить максимальное количество тепла, поступающего через стену.

Решение. Расчет производим по формуле (2.14). Входящая в нее величина Δt_1 определяется по формуле (2.15):

$$\Delta t_1 = 30 - 23 - 0{,}5\cdot 13 - 2{,}75 \approx -2{,}3°.$$

Величина Δt_6 [по формуле (2.17)] зависит от величин Δt_5 и Δt_7, которые вычисляются путем интерполяции по табл. 2.7. Для ориентированной на юг кирпичной темной стены толщиной 300 *мм* максимальные величины $\Delta t_5^{(300)}$ и $\Delta t_7^{(300)}$ приходятся соответственно на 22 и 24 *ч* и равны 6,7 и 3,3°.

Для стены толщиной 200 *мм* максимальные величины $\Delta t_5^{(200)}=8{,}9°$ и $\Delta t_7^{(200)}=4{,}4°$ приходятся на 20 *ч*. Экстраполируем эти максимальные величины для стены толщиной 380 *мм*.

$$\Delta t_5^{(380)} = \Delta t_5^{(300)} + \left(\Delta t_5^{(300)} - \Delta t_5^{(200)}\right)\frac{380-300}{300-200} =$$

$$= 6{,}7 + (6{,}7 - 8{,}9)\ 0{,}8 = 4{,}9°;$$

$$\Delta t_7^{(380)} = 3{,}3 + (3{,}3 - 4{,}4)\ 0{,}8 = 2{,}4°.$$

Величину Δt_6 определяем по формуле (2.17) с поправкой по табл. 2.8:

$$\Delta t_6 = 2{,}4 + 2{,}1\ (4{,}9 - 2{,}4) = 7{,}7°.$$

Максимальное количество тепла, поступающее через стену, определяем по формуле (2.14):

$$Q_4 = 1{,}3\cdot 1\ (-2{,}3 + 7{,}7) = 7\ ккал/м^2\cdot ч.$$

Максимальная нагрузка ориентировочно придется на 24 *ч*.

Б. ПОСТУПЛЕНИЕ ТЕПЛА ЗА СЧЕТ СОЛНЕЧНОЙ РАДИАЦИИ ЧЕРЕЗ ОСТЕКЛЕННЫЕ ПОВЕРХНОСТИ

Схема поступления тепла через остекленные поверхности от солнечной радиации и за счет теплопередачи приведена на рис. 2.4. Тепло солнечной радиации, попадая в помещение, нагревает его пол, стены и оборудова-

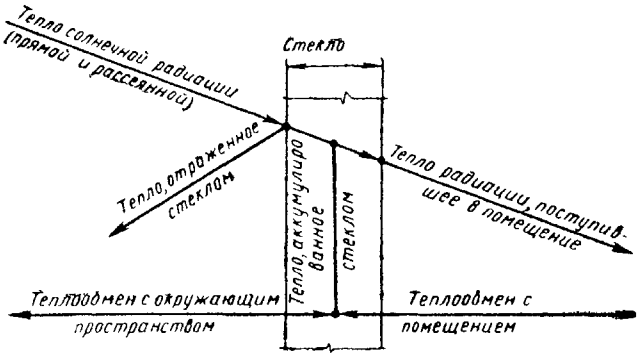


Рис. 2.4. Схема поступлений тепла за счет солнечной радиации и теплопередачи через остекленные поверхности

ние, которые через некоторое время отдают тепло окружающему воздуху; поэтому за расчетную нагрузку от солнечной радиации через остекление рекомендуется принимать среднюю величину между радиацией, соот-

Таблица 2.9

Количество тепла в *ккал/ч* от солнечной радиации, поступающего через 1 *м²* обычного одинарного листового стекла

Северная широта в *град*	Солнечное время (часы)	Вертикальные поверхности, страны света для 6—12 *ч*: С	СВ	В	ЮВ	Ю	ЮЗ	З	СЗ	Горизонтальная поверхность	Северная широта в *град*	С	СВ	В	ЮВ	Ю	ЮЗ	З	СЗ	Горизонтальная поверхность	
24→	6	68с	236с	252с	106с	11	11	11	11	43с	48→	73с	351с	404с	203с	19	19	19	19	106с	18
	7	89с	426с	468с	244с	27	27	27	27	187с		35с	385с	521с	342с	30	30	33	33	233с	17
	8	68с	433с	543с	312с	35	41	41	43	372с		41	312с	543с	434с	68с	41	41	41	372с	16
	9	52с	353с	483с	301с	49	49	49	49	537с		49	176с	475с	467с	163с	49	49	49	494с	15
	10	54	222с	347с	244с	57	57	57	57	659с		52	60	334с	439с	233с	52	52	52	583с	14
	11	62	100с	171с	146с	68	62	62	62	732с		54	54	160с	361с	323с	98с	54	54	637с	13
	12	65	65	65	71с	79с	71с	65	65	757с		57	57	57	233с	347с	233с	57	57	656с	12
32→	6	76с	288с	312с	141с	14	14	14	14	62с	56→	75с	355с	425с	224с	23	20	19	20	119с	18
	7	65с	418с	505с	282с	30	30	30	30	206с		33с	361с	521с	371с	33	30	32	32	245с	17
	8	49с	396с	543с	355с	41	41	41	41	380с		39	281с	537с	459с	88с	42	39	40	321с	16
	9	49	290с	480с	363с	62	49	49	49	532с		45	132с	470с	507с	226с	45	46	50	478с	15
	10	54	155с	347с	315с	98с	54	54	54	640с		48	79	325с	475с	292с	46	47	55	560с	14
	11	60	65с	168с	220с	130с	62	62	62	708с		52	71	160с	412с	383с	140с	49	63	596с	13
	12	62	62	62	106с	141с	106с	62	62	732с		55	71	57	290с	425с	280с	52	80	615с	12
40→	6	79с	326с	366с	171с	16	16	16	16	84с	64→	59с	360с	450с	244с	24	17	17	16	140с	18
	7	46с	401с	515с	301с	30	30	30	30	222с		26	336с	521с	400с	31	26	26	25	254с	17
	8	43	355с	543с	393с	49	41	41	41	380с		32	244с	533с	473с	109с	40	31	31	313с	16
	9	49	233с	480с	418с	103с	49	49	49	515с		42	106с	465с	522с	252с	46	37	36	463с	15
	10	54	98с	347с	380с	176с	54	54	54	616с		44	45	315с	504с	332с	48	40	39	512с	14
	11	57	60	168с	290с	288с	68с	57	57	681с		45	41	160с	465с	434с	156с	41	41	550с	13
	12	57	60	62	165с	247с	165с	62	62	700с		48	43	57	327с	480с	326с	44	44	550с	12

Северная широта в *град*	С	СЗ	З	ЮЗ	Ю	ЮВ	В	СВ	Горизонтальная поверхность	Северная широта в *град*	С	СЗ	З	ЮЗ	Ю	ЮВ	В	СВ	Горизонтальная поверхность	Солнечное время (часы)
	Страны света для 12—18 *ч*: Вертикальные поверхности										Страны света для 12—18 *ч*: Вертикальные поверхности									

Примечание. Символ «с» при цифрах указывает на то, что стекло освещается солнцем; цифры без знака «с» соответствуют положению стекла в тени.

ветствующей расчетному часу, и радиацией за предшествующий час.

Расчет поступления тепла в помещение следует производить по формулам, приведенным ниже, в которых учитывается тепло как от прямой, так и от рассеянной радиации. При расчете систем вентиляции не следует учитывать поступление тепла за счет теплопередачи [второй член в правой части формул (2.18) и (2.19)].

Количество тепла, поступающего через остекление, освещенное солнцем:

$$Q_с = [k_с k_{1с} q_с + k_2 (t_н - t_{вн})] F \text{ ккал/ч}. \quad (2.18)$$

Количество тепла, поступающее через остекление, находящееся в тени:

$$Q_т = [k_т k_{1т} q_т + k_2 (t_н - t_{вн})] F \text{ ккал/ч}. \quad (2.19)$$

Здесь

$q_с$ и $q_т$ — количество тепла, поступающего в помещение от солнечной радиации через 1 $м^2$ обычного одинарного стекла толщиной 2,4—3,2 *мм*, через окна, освещенные солнцем или находящиеся в тени, в *ккал/м² · ч*; $q_с$ и $q_т$ принимаются по табл. 2.9 как средние за 2 *ч* радиации для часа, соответствующего времени максимума нагрузки в данном помещении, и радиации в предшествующий час;

$k_с$ и $k_т$ — коэффициенты, учитывающие изменение поступления тепла через поверхности, соответственно освещенные солнцем и находящиеся в тени, за счет затенения стекол переплетами и загрязнения атмосферы (табл. 2.10);

$k_{1с}$ и $k_{1т}$ — коэффициенты, учитывающие уменьшение поступления тепла через остекленные поверхности, освещенные солнцем и находящиеся в тени, при применении остекления, отличного от остекления из листового одинарного незатененного стекла;

k_2 — коэффициент теплопередачи остекления, принимаемый по части 1 настоящего справочника;

$t_н$ и $t_{вн}$ — температуры наружного и внутреннего воздуха в *град*;

F — площадь проема в строительной конструкции в $м^2$.

Значения коэффициентов $k_{1с}$ и $k_{1т}$ принимаются: для различных одинарных стекол по табл. 2.11;

Таблица 2.10

Значения коэффициентов $k_с$ и $k_т$, учитывающих изменение поступления тепла за счет затенения стекол переплетами рам и загрязнения атмосферы

Тип остекления	Незагрязненная атмосфера	Загрязненная атмосфера промышленных городов и заводов			
	для поверхностей				
	освещенных солнцем и находящихся в тени	освещенных солнцем		находящихся в тени	
	$k_с$ и $k_т$	$k_с$		$k_т$	
	24—64° с. ш.	24—40° с. ш.	40—64° с. ш.	24—40° с. ш.	40—64° с. ш.
Окна сплошные одинарные витринные без переплетов и стены из стеклоблоков	1	0,7	0,75	1,6	1,75
Окна сплошные двойные витринные без переплетов	0,9	0,63	0,68	1,45	1,58
Окна в металлических рамах:					
одинарных	0,8	0,56	0,6	1,28	1,40
двойных	0,72	0,51	0,54	1,15	1,26
Окна в деревянных рамах:					
одинарных	0,65	0,46	0,48	1,04	1,14
двойных	0,6	0,42	0,45	0,96	1,05

Таблица 2.11

Значения коэффициентов $k_{1с}$ и $k_{1т}$ при применении различных одинарных стекол

Характеристика стекла	Толщина стекла в *мм*	Значение коэффициента светопропускания стекла	Значения $k_{1с}$ и $k_{1т}$
Обычное листовое	2,4—3,2	0,86	1
» зеркальное	6,4	0,8	0,95
	9,5	0,75	0,91
	12,7	0,71	0,88
Нешлифованное:			
листовое	3,2	0,59	0,78
	4,8	0,74	0,9
	5,5	0,45	0,66
	5,5	0,71	0,88
	6,4	0,67	0,86
зеркальное	5,5	0,52	0,72
	6,4	0,47	0,7
	9,5	0,33	0,56
	12,7	0,24	0,5

для одинарных стекол, затененных шторами, по табл. 2.12;

для стеклопакетов и двойного остекления по табл. 2.13;

для стеклопакетов или двойного остекления, затененных шторами, по табл. 2.14;

для проемов, заполненных стеклоблоками, при ориентации проема на С, СЗ, З, ЮЗ $k_{1с}=0,65$ и $k_{1т}=0,4$, а при ориентации на СВ, В и ЮВ значение этих коэффициентов равно 0,6.

Значительного снижения теплопритока через окна и стеклоблоки в стенах можно достигнуть, применяя горизонтальные навесы над ними при ориентации остекления на Ю, ЮВ и ЮЗ.

В табл. 2.15 приведена длина горизонтальной проекции над окном или стеной для получения тени высотой 1 *м* в течение теплого периода года. Практически достаточно обеспечивать затенение стекол для тех часов дня, которые соответствуют наибольшему поступлению тепла.

Для участков остекления, затененных навесами, расчет поступления тепла следует производить по формуле (2.19), принимая величину $q_т = 0,2\, q_с$ *ккал/м² · ч* для часов, в которые фасад здания освещен солнцем.

Пример 2.7. Определить количество тепла, поступающего через одинарное сплошное витринное окно площадью 10 $м^2$ в юго-западной стене здания, расположенного в промышленном районе на северной широте 40°, при расчетной температуре наружного воздуха 36,6° С и внутренней температуре 20° С при отсутствии искусственного затенения; стекло зеркальное толщиной 10 *мм*. Максимальные избытки тепла в помещении приходятся на 14 *ч*. Коэффициент теплопередачи окна $k_2=2,9$ *ккал/м² · ч · град*.

Решение. Расчет производится по формуле (2.18) и по таблицам.

По табл. 2.9:

в 14 *ч* . . . . . $q_с=380$ *ккал/м² · ч*

» 13 » . . . . . $q_с=290$ »

среднее за 2 *ч* . . . . . $q_с=335$ »

Таблица 2.12

Значения коэффициентов k_{1c} и $k_{1т}$ при применении одинарного стекла, затененного шторами с внутренней стороны

Характеристика стекла	Толщина стекла в *мм*	Коэффициент светопропускания стекла	Характеристика ткани затеняющих штор					
			темная		серая		светлая	
			Значения коэффициентов					
			k_{1c}	$k_{1т}$	k_{1c}	$k_{1т}$	k_{1c}	$k_{1т}$
Обычное: листовое зеркальное	2,4—3,2	0,87—0,8	0,69	0,62	0,63	0,58	0,55	0,49
Нешлифованное листовое	6,4—12,7	0,8—0,71						
	4,7—5,5	0,74—0,71						
Нешлифованное листовое	3,2—5,5	0,59—0,45	0,54	0,49	0,5	0,45	0,45	0,4
» зеркальное	5—6,4	0,52—0,45	0,45	0,41	0,43	0,39	0,39	0,36
	9,5	0,33	0,36	0,33	0,34	0,31	0,33	0,3
	12,7	0,24						

Таблица 2.13

Значения коэффициентов k_{1c} и $k_{1т}$ при применении стеклопакетов с воздушной прослойкой 5—13 *мм* или двойного остекления

Характеристика стекла	Толщина стекла в *мм*	Значение коэффициента светопропускания стекла		Значение коэффициентов	
		наружного	внутреннего	k_{1c}	$k_{1т}$
Обычное листовое — наружное и внутреннее	2,4—3,2	0,86	0,86	0,9	0,84
Обычное зеркальное — наружное и внутреннее	6,4	0,8	0,8	0,83	0,77
Нешлифованное зеркальное наружное и обычное зеркальное внутреннее	6,4	0,46	0,8	0,56	0,53

По табл. 2.10: $k_c = 0{,}75$.
По табл. 2.11: $k_{1c} = 0{,}91$.
По формуле (2.18)

$$Q_c = [0{,}75 \cdot 0{,}91 \cdot 335 + 2{,}9\,(36{,}6 - 20)]\,10 = 2760 \text{ ккал/ч}.$$

Пример 2.8. При условиях, приведенных в примере 2.7, определить количество тепла, поступающего через стеклопакет из обычных зеркальных стекол толщиной по 6 *мм* каждое с воздушной прослойкой 12 *мм*; коэффициент теплопередачи $k_2 = 1{,}53$ *ккал/м² · ч · град*.

Решение. По табл. 2.9 находим $q_c = 335$ *ккал/м² · ч*; по табл. 2.10 — $k_c = 0{,}75$; по табл. 2.13 — $k_{1c} = 0{,}83$.

По формуле (2.18)

$$Q_c = [0{,}75 \cdot 0{,}83 \cdot 335 + 1{,}53\,(36{,}6 - 20)]\,10 = 2330 \text{ ккал/ч}.$$

Пример 2.9. При условиях, указанных в примере 2.8, определить количество поступающего тепла при затенении стеклопакетов с внутренней стороны шторами из светлой ткани.

Решение. По табл. 2.9 находим $q_c = 335$ *ккал/м² · ч*; по табл. 2.10 — $k_c = 0{,}75$; по табл. 2.14 — $k_{1c} = 0{,}5$.

По формуле (2.18)

$$Q_c = [0{,}75 \cdot 0{,}5 \cdot 335 + 1{,}53\,(36{,}6 - 20)]\,10 = 1510 \text{ ккал/ч}.$$

Таблица 2.14

Значения коэффициентов k_{1c} и $k_{1т}$ при применении стеклопакетов с воздушной прослойкой 5—13 *мм* или двойного остекления, затененных с внутренней стороны

Характеристика стекла	Толщина каждого стекла в *мм*	Коэффициент светопропускания стекла		Характеристика ткани затеняющих штор					
				темная		серая		светлая	
				Значения коэффициентов					
		наружного	внутреннего	k_{1c}	$k_{1т}$	k_{1c}	$k_{1т}$	k_{1c}	$k_{1т}$
Обычное листовое — наружное и внутреннее	2,4—3,2	0,86	0,86	0,64	0,58	0,58	0,52	0,5	0,45
Обычное зеркальное — наружное и внутреннее	6,4	0,8	0,8						
Нешлифованное зеркальное наружное, обычное зеркальное внутреннее	6,4	0,46	0,8	0,43	0,39	0,4	0,36	0,38	0,34

Таблица 2.15

Длина горизонтальной проекции навеса для получения тени высотой 1 *м*, падающей на окно или стену

Северная широта в *град*	Солнечное время (часы)	Страны света для 6—12 *ч*						Солнечное время (часы)
		С	СВ	В	ЮВ	Ю	ЮЗ	
		Длина горизонтальной проекции навеса в *м*						
24	6	1,73	*	*	*	—	—	18
	7	—	*	*	*	—	—	17
	8	—	1,08	1,65	1,58	0,16	—	16
	9	—	0,53	1	1,07	0,23	—	15
	10	—	0,23	0,58	0,75	0,27	—	14
	11	—	—	0,28	0,38	0,27	—	13
	12	—	—	—	0,22	0,28	0,22	12
32	6	1,73	*	*	*	—	—	18
	7	—	*	*	*	—	—	17
	8	—	1,08	1,65	1,58	0,16	—	16
	9	—	0,53	1	1,07	0,23	—	15
	10	—	0,23	0,58	0,75	0,27	—	14
	11	—	—	0,28	0,38	0,27	—	13
	12	—	—	—	0,22	0,28	0,22	12
40	6	1,2	*	*	*	—	—	18
	7	—	*	*	*	0,18	—	17
	8	—	0,97	1,89	1,61	0,43	—	16
	9	—	0,47	1,12	1,16	0,54	—	15
	10	—	0,13	0,65	0,91	0,58	—	14
	11	—	—	0,31	0,65	0,61	0,22	13
	12	—	—	—	0,43	0,63	0,43	12
48	6	0,73	*	*	*	—	—	18
	7	—	*	*	*	0,36	—	17
	8	—	0,93	1,96	1,87	0,65	—	16
	9	—	0,33	1,20	1,37	0,75	—	15
	10	—	—	0,73	1,08	0,84	—	14
	11	—	—	0,32	0,84	0,84	0,32	13
	12	—	—	—	0,60	0,84	0,60	12
Северная широта в *град*	Солнечное время (часы)	С	СЗ	З	ЮЗ	Ю	ЮВ	Солнечное время (часы)
		Страны света для 12—18 *ч*						

* Необходимо устройство навеса с длиной горизонтальной поверхности более 2 *м*.

В. ПОСТУПЛЕНИЕ ТЕПЛА ЗА СЧЕТ ИНФИЛЬТРАЦИИ ВОЗДУХА В ТЕПЛЫЙ ПЕРИОД ГОДА

При проектировании систем кондиционирования воздуха в помещениях, как правило, следует поддерживать избыточное давление по отношению к наружному воздуху и смежным помещениям с тем, чтобы препятствовать инфильтрации воздуха, не имеющего необходимых параметров. Указания о количестве воздуха, которое нужно вводить в помещение для создания в нем избыточного давления, приведены в главе 7. Если эти условия соблюдены, то дополнительного тепла, поступающего с инфильтруемым воздухом, учитывать не следует.

Если по экономическим или эксплуатационным соображениям или из-за наличия вредностей количество воздуха, которое запроектировано вводить в помещение, недостаточно для воспрепятствования инфильтрации, то поступление тепла за счет инфильтрации следует учитывать в расчете. В этом случае количество поступающего воздуха за счет инфильтрации рассчитывается так же, как и при расчете отопления (см. часть 1 настоящего справочника). Определение количества воздуха, прорывающегося при открывании дверей, производится согласно указаниям главы 7.

Г. ПОСТУПЛЕНИЕ ТЕПЛА ЧЕРЕЗ ВНУТРЕННИЕ ОГРАЖДЕНИЯ

При обычных расчетах систем вентиляции, в том числе вентиляции с испарительным охлаждением воздуха, поступление тепла через внутренние ограждения в теплый период года не учитывается, кроме особых случаев (например, когда разность температур воздуха в смежных помещениях и в помещении, для которого проектируется вентиляция, превышает 10°).

При устройстве кондиционирования воздуха ограждения, отделяющие кондиционируемое помещение от смежных с ним помещений (стены, пол и потолок), должны быть воздухонепроницаемы и теплоизолированы. При кондиционировании, рассчитываемом на поддержание оптимальных параметров внутреннего воздуха, величину термического сопротивления внутренних ограждений следует принимать не менее 1 $м^2 \cdot ч \cdot град/ккал$. В других случаях эта величина требует обоснования.

Если смежные помещения не имеют собственных источников тепловыделений и слабо вентилируются, то расчетную разность температур $\Delta t_{р.вн}$ принимают равной:

$$\Delta t_{р.вн} = k_п (t_н - t_{вн}) \; град, \qquad (2.20)$$

где
$k_п$ — понижающий коэффициент; для междуэтажного перекрытия над кондиционируемым помещением, если расположенный выше этаж находится непосредственно под кровельным или чердачным покрытием, $k_п$=0,75; для всех ограждений, кроме полов, расположенных над первым этажом здания, над подвалом или на уровне земли, $k_п$=0,5; для полов, расположенных над первым этажом здания, $k_п$=0,25;
$t_н$ — расчетная температура наружного воздуха в теплый период года (принятая для расчета системы кондиционирования) в *град*;
$t_{вн}$ — температура в кондиционируемом помещении в *град*.

Для полов, расположенных на грунте или над подвалом, тепловой приток не учитывается.

При усиленной вентиляции наружным воздухом и отсутствии тепловыделений в смежных помещениях температура воздуха в них практически равна температуре наружного воздуха, и величину $k_п$ следует принимать равной единице.

При наличии избытков тепла внутри смежных помещений расчетная разность температур принимается равной:

$$\Delta t_{р.вн} = t_с - t_{вн} = t_н + \Delta t_с - t_{вн} \ град, \quad (2.21)$$

где
$t_с$ — температура воздуха в смежных помещениях в *град*;
$\Delta t_с$ — превышение температуры в смежном помещении над температурой наружного воздуха в *град*; величина $\Delta t_с$ определяется расчетом по нормам СНиП II-Г.7-62 или по натурным измерениям.

2.4. ВЛАГОВЫДЕЛЕНИЯ И БОРЬБА С НИМИ

А. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЛАГОВЫДЕЛЕНИЙ

Количество влаги, испаряющейся с открытой некипящей водной поверхности, рекомендуется определять по формуле

$$G_{вл} = (a + 0{,}0174v)(P_2 - P_1)F \ кг/ч, \quad (2.22)$$

где
a — фактор скорости движения окружающего воздуха под влиянием гравитационных сил при его температуре в пределах 15—30° С (табл. 2.16);
v — относительная скорость движения воздуха над источником испарения в *м/сек*;
P_1 — упругость водяного пара в воздухе помещения в *мм рт. ст.*;
P_2 — упругость водяного пара, соответствующая полному насыщению при температуре воздуха, равной температуре поверхности воды, в *мм рт. ст.*;
F — поверхность испарения в *м²*.

Таблица 2.16

Значения фактора скорости a

Температура воды в *град*	До 30	40	50	60	70	80	90	100
Фактор скорости a	0,022	0,028	0,033	0,037	0,041	0,046	0,051	0,06

Если температура горячей воды поддерживается постоянной и жидкость находится в спокойном состоянии, то температура поверхности испарения принимается по табл. 2.17. Если жидкость перемешивается за счет движения материала или вследствие других причин, то температура ее поверхности принимается равной средней температуре жидкости.

Если испарение происходит без подведения тепла к жидкости, величина P_2 определяется температурой мокрого термометра окружающего воздуха.

Для жидкостей любого состава (кроме воды) испарение с открытой поверхности определяется по формулам

$$G_ж = m(0{,}000352 + 0{,}000786\,v)PF \ кг/ч, \quad (2.23)$$

где
m — молекулярный вес жидкости;
v — относительная скорость движения воздуха над источником испарения в *м/сек*;
P — упругость паров жидкости, насыщающих воздух при температуре жидкости, в *мм рт. ст.*;
F — поверхность испарения в *м²*.

Количество воды, испаряющейся с мокрых поверхностей здания и оборудования, может быть определено по формуле (2.22) при значении коэффициента a=0,031.

Если известны количество, начальная и конечная температуры воды, стекающей на пол, то количество испарившейся воды со смоченной поверхности пола приближенно равно:

$$G_п \approx \frac{G_с(t_н - t_к)}{r} \ кг/ч, \quad (2.24)$$

где
$G_с$ — количество воды, стекающей на пол, в *кг/ч*;
$t_н$ — начальная температура стекающей воды в *град*;
$t_к$ — конечная температура воды, сбрасываемой в канализацию, в *град*;
r — скрытая теплота испарения, равная около 585 *ккал/кг*.

Количество воды, испаряющейся с мокрой поверхности пола, если вода длительное время находится на полу и испарение ее происходит за счет теплообмена с воздухом, приближенно равно:

$$G_п \approx (6 \div 6{,}5)(t_в - t_м)F \ г/м^2 \cdot ч, \quad (2.25)$$

где
$t_в$ и $t_м$ — температура воздуха в помещении соответственно по сухому и мокрому термометру в *град*.

Испарение с влажных поверхностей материалов и изделий определяется на основе опытных или технологических данных.

Влаговыделения через неплотности в оборудовании и коммуникациях определяются по аналогии с полученными при натурных обследованиях.

Количество паров воды, образующейся при сжигании газов, зависит от их химического состава и определяется на основании реакций горения.

Таблица 2.17

Значения температуры поверхности испарения в зависимости от температуры жидкости (при параметрах воздуха в помещении $t \approx 20°$ С и $\varphi \approx 70\%$)

Температура горячей воды в *град*	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100
Температура поверхности испарения в *град*	18	23	28	33	37	41	45	48	51	54	58	63	69	75	82	90	97

При кипении воды количество испаряющейся влаги определяется по количеству тепла, затрачиваемого на парообразование; ориентировочно принимается около 40 *кг/ч* с 1 $м^2$ поверхности испарения.

При устройстве плотных укрытий или крышек, не имеющих отсоса воздуха, влаговыделения в помещение можно определять по приведенным выше формулам, вводя понижающий коэффициент (0,1—0,3), учитывающий повышенное парциальное давление водяного пара в воздухе под укрытием.

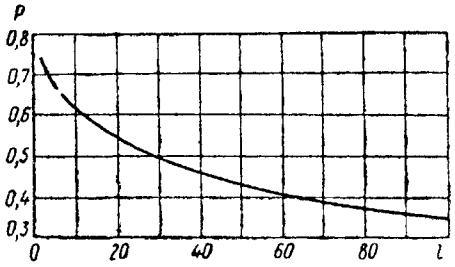


Рис. 2.5. График для определения коэффициента прорыва тепла и влаги p в зависимости от удельного расхода воздуха l, удаляемого из-под зонта или завесы, в *кг* на 1 *кг* испаренной влаги

При наличии отсоса воздуха из укрытия прорыв влаги в помещение рекомендуется принимать в размере 15—20% (при редком открывании дверок или люков) и 25—30% (при частом их открывании) общего количества влаги, выделяющейся в укрытии, определяя его по формулам для испарения с открытой поверхности. Прорыв влаги в помещение из-под зонтов и завес определяется аналогично сказанному, но понижающий коэффициент p принимается по графику (рис. 2.5), предложенному А. В. Пузыревым.

Б. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВОЗДУХООБМЕНОВ

Необходимое количество воздуха для общеобменной вентиляции в помещениях с влаговыделениями при схеме вентиляции снизу вверх определяется по формуле

$$G = \frac{nG_{вл} \cdot 10^3}{d_р - d_п} \text{ кг/ч}, \qquad (2.26)$$

где
$G_{вл}$ — количество выделяющейся в цехе влаги в *кг/ч*;
$d_р$ — допустимое влагосодержание воздуха в рабочей зоне в *г/кг*;
$d_п$ — влагосодержание приточного воздуха в *г/кг*;
n — коэффициент, учитывающий долю влаги, поступающей в рабочую зону; при отсутствии опытных данных принимают $n=1$.

Необходимое количество воздуха для общеобменной вентиляции в цехах с одновременным выделением влаги и тепла при схеме вентиляции снизу вверх следует определять по формуле

$$G = \frac{mQ}{I_р - I_п} \text{ кг/ч}, \qquad (2.27)$$

где
m — коэффициент, учитывающий долю тепла, поступающего в рабочую зону; при отсутствии опытных данных принимают $m=1$;
Q — количество избыточного полного тепла, подлежащего удалению, в *ккал/ч*;
$I_п$ и $I_р$ — теплосодержание приточного воздуха и воздуха в рабочей зоне в *ккал/кг*.

Конечные параметры воздуха, удаляемого из верхней зоны, могут быть найдены по формулам:

$$d_у = d_п + \frac{G_{вл} \cdot 10^3}{G} \text{ г/кг}; \qquad (2.28)$$

$$I_у = I_п + \frac{Q}{G} \text{ ккал/кг}; \qquad (2.29)$$

$$t_у = t_п + \frac{Q_{явн}}{0{,}24G} \text{ град}, \qquad (2.30)$$

где
$d_у$, $I_у$ и $t_у$ — влагосодержание, теплосодержание и температура воздуха в верхней зоне;
$d_п$, $I_п$ и $t_п$ — влагосодержание, теплосодержание и температура поступающего воздуха;
$Q_{явн}$ и Q — избытки явного и полного тепла в *ккал/ч*.

Производительность вентиляционных систем в помещениях с влаговыделениями, полученную по формулам (2.26) и (2.27), надлежит проверять исходя из условий предотвращения туманообразования в помещениях и конденсации водяных паров на внутренних поверхностях наружных конструкций (за исключением окон и фрамуг фонарей с углом наклона к горизонту более 55°, на поверхности остекления которых конденсация допускается при условии организованного отвода конденсата) при расчетных параметрах Б для наружного воздуха в холодный период года.

В производственных помещениях с мокрыми процессами (например, кожевенные заводы, красильные и др.), а также в некоторых коммунальных предприятиях (например, бани, прачечные и др.) образование конденсата на внутренних поверхностях ограждений допускается, если образующаяся капель не создает опасности порчи ограждений или продукции предприятия.

В большинстве случаев влага и тепло выделяются вместе. Поэтому расчет воздухообмена рекомендуется вести по I—d-диаграмме.

Линия процесса ассимиляции тепла и влаги характеризуется тепловлажностным отношением (см. главу 1)

$$\varepsilon = \frac{Q}{G_{вл}}, \qquad (2.31)$$

где Q — избытки полного тепла в помещении (с учетом теплосодержания выделяющего пара) в *ккал/ч*;
$G_{вл}$ — количество выделяющейся влаги в *кг/ч*.

Из точки $П$, выражающей начальное состояние приточного воздуха, поступающего в помещение, на I—d-диаграмме проводится линия I=const (рис. 2.6). Задаваясь произвольным значением Δd, находим ΔI по уравнению

$$\Delta I = \frac{\varepsilon \Delta d}{10^3} \text{ ккал/кг}. \qquad (2.32)$$

Откладывая на I—d-диаграмме отрезок $AB = \Delta I$, находим точку B. Линия, проходящая через точки $П$ и B, является искомой линией процесса.

При удалении воздуха на разных отметках (например, в рабочей и верхней зонах) определяется средневзвешенная величина связывающего эффекта по уравнениям

$$\Delta I_у = \frac{G_м \Delta I_р + G_0 \Delta I_0}{G} \text{ ккал/кг}; \qquad (2.33)$$

$$\Delta d_y = \frac{G_м\,\Delta d_р + G_0 \Delta d_0}{G}\ г/кг, \qquad (2.34)$$

где $G_м$ и G_0 — количество воздуха, удаляемого из помещения на уровнях соответственно ниже и выше 2 *м*, в *кг/ч*;

$G = G_м + G_0$ — общее количество удаляемого воздуха в *кг/ч*;

$\Delta I_р$ и $\Delta d_р$ — связывающие эффекты по теплу и влаге при удалении воздуха на отметках ниже 2 *м*;

ΔI_0 и Δd_0 — то же, при удалении воздуха из верхней зоны.

Схема расчета вентиляции в помещениях с тепло- и влаговыделениями зависит от того, известно ли коли-

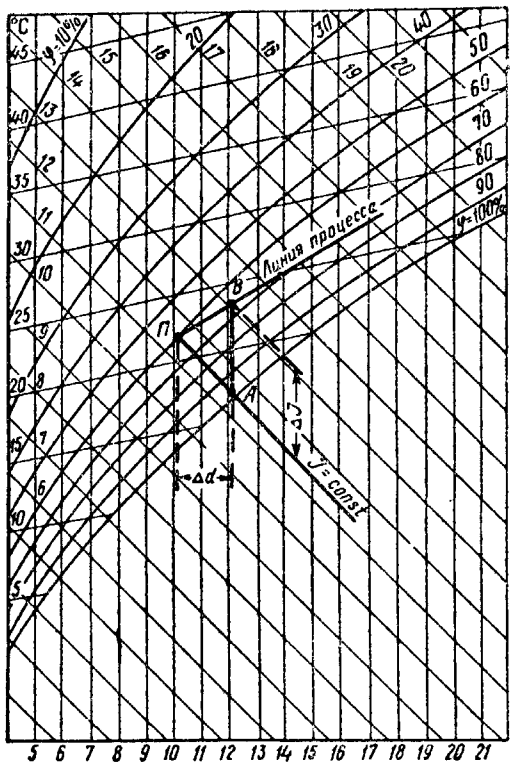


Рис. 2.6. Построение процесса совместного выделения влаги и тепла на *I—d*-диаграмме

чество тепла и влаги, поступающих в рабочую зону, т. е. коэффициенты m и n.

Если известно количество тепла и влаги, поступающих в рабочую зону, то:

а) определяется значение тепловлажностного отношения по общим избыткам тепла и влаги по формуле (2.31) и на *I—d*-диаграмме из точки *П*, характеризующей параметры приточного (поступающего) воздуха, проводится линия процесса ассимиляции тепла и влаги (рис. 2.7);

б) выбирается точка *Р*, характеризующая параметры воздуха в рабочей зоне цеха, на линии процесса (в соответствии с действующими санитарными нормами) и определяется связывающий эффект по влаге и по теплу для этой зоны, т. е.

$$\Delta d_р = d_р - d_п;$$
$$\Delta I_р = I_р - I_п;$$

в) определяется количество приточного воздуха по формулам (2.26) или (2.27), которое должно быть подано в рабочую зону;

г) определяется общее количество воздуха, удаляемого местными отсосами, которые имеют вытяжные отверстия не выше 2 *м* от пола по формуле

$$G_м = G_{м_1} + G_{м_2} + \cdots + G_{м_n}\ кг/ч;$$

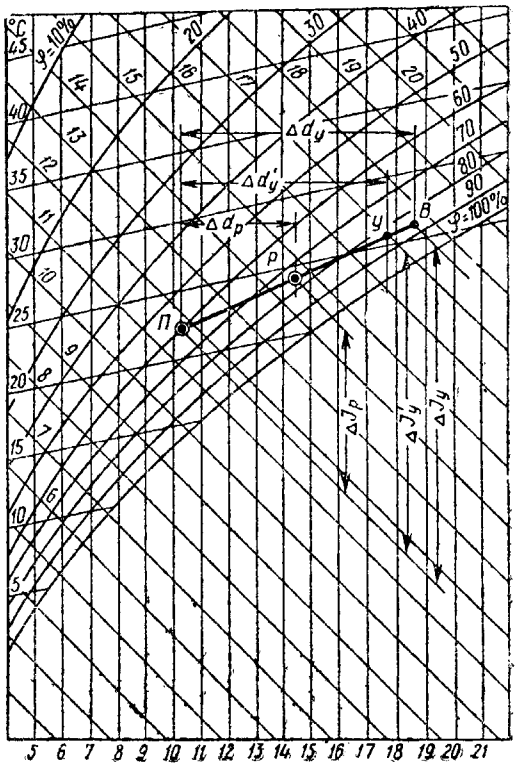


Рис. 2.7. Графический расчет вентиляции с использованием *I—d*-диаграммы

д) определяется конечное тепло- и влагосодержание воздуха, удаляемого из верхней зоны по формулам:

$$d'_у = d_п + \frac{G_{вл} - G_м\,\Delta d_р}{G - G_м}\ г/кг;$$

$$I'_у = I_п + \frac{Q - G_м\,\Delta I_р}{G - G_м}\ ккал/кг.$$

Если полученные параметры воздуха недопустимы с точки зрения возможности конденсации паров на ограждениях, то они должны быть изменены путем увеличения объема приточного воздуха, выбора других его параметров или устройства для обогревания верхней зоны помещения.

Если неизвестно количество тепла и влаги, поступающих в рабочую зону, то:

а) определяется и наносится на *I—d*-диаграмму линия процесса ассимиляции тепла и влаги (как и в первом случае); находятся точка *Р* и значения $\Delta d_р$ и $\Delta I_р$;

б) определяется количество тепла и влаги, удаляемое из помещения местными отсосами через укрытия, зонты и завесы на уровне не более 2 *м* от пола:

$$Q_м = G_м \Delta I_р\ ккал/ч;$$

$$G_{вл.м} = G_м \Delta d_р \cdot 10^{-3}\ кг/ч;$$

в) выбирается точка *В*, которая характеризует параметры воздуха, удаляемого из верхней зоны; связываю-

щий эффект при этом определяется отрезками $\Delta I_у$ и $\Delta d_у$;

г) определяется количество воздуха, удаляемого из верхней зоны, по выражению

$$G_0 = \frac{G_{вл} - G_{вл.м}}{\Delta d_у} \text{ или } G_0 = \frac{Q - Q_м}{\Delta I_у};$$

д) определяется общий объем приточного воздуха

$$G = G_м + G_0 \text{ кг/ч}.$$

В. ПРЕДУПРЕЖДЕНИЕ КОНДЕНСАЦИИ ВЛАГИ НА ОГРАЖДАЮЩИХ КОНСТРУКЦИЯХ ЗДАНИЙ

Для предупреждения конденсации влаги на покрытии параметры воздуха, удаляемого из помещения системой общей вытяжки, должны быть такими, чтобы температура внутренней поверхности покрытия, граничащего с наружным воздухом, была на 0,5—1° выше температуры точки росы τ уходящего воздуха. Требуемая температура уходящего воздуха $t'_в$ для однородного покрытия должна быть равна:

$$t'_в = \frac{(\tau + 1)\alpha_в - kt_н}{\alpha_в - k}, \qquad (2.35)$$

где $\alpha_в$ — коэффициент тепловосприятия от воздуха к внутренней поверхности покрытия в *ккал/ч · м² · град*;
k — коэффициент теплопередачи покрытия в *ккал/ч · м² · град*;
$t_н$ — расчетная температура наружного воздуха по параметрам Б для холодного периода года в *град*.

Если параметры воздуха, который должен удаляться общей вытяжкой во избежание конденсации при температуре его $t'_в$, изображаются на I—d-диаграмме точкой, лежащей выше линии процесса ассимиляции тепла и влаги в помещении, то, следовательно, в помещении не хватает тепла и следует проектировать продувку верхней зоны подогретым воздухом или подогрев воздуха верхней зоны путем установки под покрытием приборов отопления; последняя рекомендация целесообразна только при необходимости небольшого подогрева воздуха верхней зоны и не может быть использована для теплого периода года.

Во избежание конденсации водяного пара и образования капели на потолке помещения над оборудованием, выделяющим влагу, при устройстве укрытий (например, типа завес), внутри этого пространства также следует проектировать продувку верхней зоны горячим воздухом или подогрев воздуха путем установки приборов отопления.

Г. РАСЧЕТ ПРОДУВКИ ГОРЯЧИМ ВОЗДУХОМ УКРЫТИЙ И ВЕРХНЕЙ ЗОНЫ ПОМЕЩЕНИЯ

Для определения необходимости устройства продувки внутри укрытия определяются параметры воздуха, удаляемого из укрытий местными отсосами, по формулам:

а) при отборе воздуха под укрытие на уровнях от пола, не превышающих 2 *м*,

$$\Delta I'_{м.н} = \Delta I_р + \frac{(1-p)Q'}{G'_{м.н}} \text{ ккал/кг}; \qquad (2.36)$$

$$\Delta d'_{м.н} = \Delta d_р + \frac{(1-p)G'_{вл} \cdot 10^3}{G'_{м.н}} \text{ г/кг}; \qquad (2.37)$$

б) при отборе воздуха из верхней зоны

$$\Delta I'_{м.в} = \Delta I_0 + \frac{(1-p)Q'}{G'_{м.в}} \text{ ккал/кг}; \qquad (2.38)$$

$$\Delta d'_{м.в} = \Delta d_0 + \frac{(1-p)G'_{в.л} \cdot 10^3}{G'_{м.в}} \text{ г/кг}, \qquad (2.39)$$

где $\Delta I'_{м.н}$ и $\Delta d'_{м.н}$, $\Delta I'_{м.в}$ и $\Delta d'_{м.в}$ — связывающие эффекты по теплу в *ккал/кг* и влаге в *г/кг* при засосе воздуха местными отсосами соответственно из нижней или верхней зоны помещения;

Q' и $G'_{вл}$ — выделения тепла и влаги внутри укрытия в *ккал/ч* и *кг/ч*;

p — коэффициент прорыва тепла и влаги из укрытия в помещение;

$G'_{м.н}$ и $G'_{м.в}$ — количество воздуха, удаляемого соответственно из нижней или верхней зоны, в *кг/ч*.

Зная величины связывающих эффектов по теплу и влаге — $\Delta I'_{м.н}$ и $\Delta d'_{м.н}$, $\Delta I'_{м.в}$ и $\Delta d'_{м.в}$, на I—d-диаграмме находят точки, которые выражают параметры воздуха, удаляемого местными отсосами из рабочей и верхней зон цеха. Эти точки могут находиться как на линии общего процесса ассимиляции тепла и влаги в цехе, так и ниже или выше ее. По найденным точкам может быть построен процесс ассимиляции тепла и влаги внутри укрытий и определена необходимость продувки горячим воздухом.

В качестве примера приводится ход расчета продувки укрытия, излагаемый применительно к случаю, когда в укрытие засасывается воздух с параметрами рабочей зоны (рис. 2.8).

1. Определяем связывающие эффекты по теплу и влаге внутри укрытия по формулам (2.36) и (2.37):

$$\Delta I'_{укр} = \Delta I'_{м.н} - \Delta I_р = \frac{(1-p)Q'}{G'_{м.н}} \text{ ккал/кг};$$

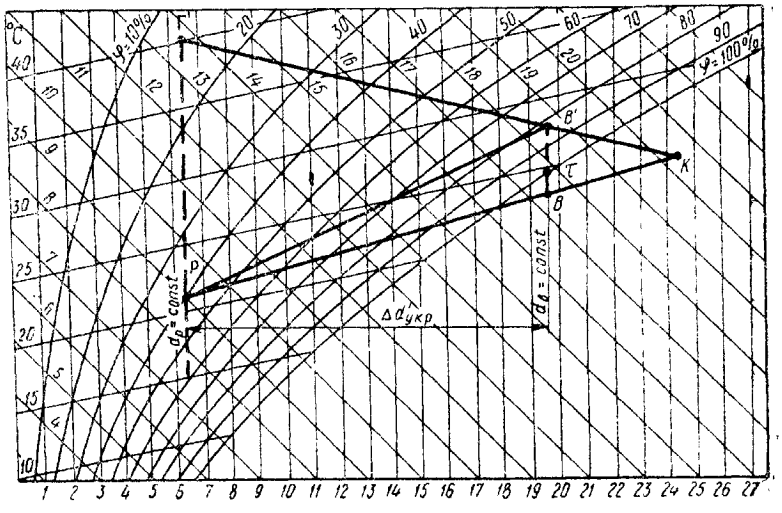


Рис. 2.8. Ход расчета продувки укрытия на I—d-диаграмме

$$\Delta d'_{укр} = \Delta d'_{м.н} - \Delta d_р = \frac{(1-p)\,G'_{вл}\cdot 10^3}{G'_{м.н}} \; г/кг.$$

2. Строим на I—d-диаграмме линию процесса ассимиляции под укрытием по величине $\varepsilon = Q'/G'_{вл}$, принимая за начало точку P, выражающую параметры воздуха рабочей зоны цеха.

3. Находим на линии процесса точку B, выражающую параметры воздуха, удаляемого из укрытия, зная величины $\Delta I'_{укр}$ и $\Delta d'_{укр}$.

4. Определяем необходимую температуру удаляемого из укрытия воздуха $t'_у$ по формуле (2.35). В рассматриваемом примере следует в указанную формулу вместо $t_н$ подставить среднюю температуру воздуха в цехе

$$t_{ср} = \frac{t_р + t_у}{2}.$$

5. Наносим точку B' на линии $d_в$=const; температура этой точки соответствует определенной по формуле (2.35).

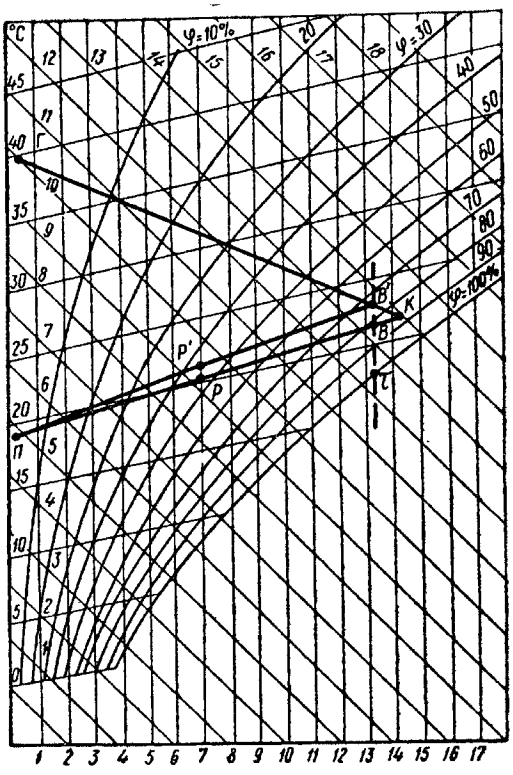


Рис. 2.9. Ход расчета продувки верхней зоны помещения на I—d-диаграмме

Точка B' характеризует необходимые параметры отработавшего воздуха. Если она лежит выше точки B, как в данном случае, то следует предусматривать продувку.

6. Задавшись температурой продувочного воздуха, равной 40° С, наносим на линию $d_р$=const точку $Г'$, выражающую его параметры.

7. Проводим линию процесса ассимиляции для продувочного воздуха из точки $Г'$ через точку B' до пересечения с линией ассимиляции по вентиляционному воздуху, проходящей из точки P через точку B. Точка пересечения на рис. 2.8 обозначена буквой K.

8. Определяем потребное количество продувочного воздуха, зависящее от отношения длины отрезка $[B'K]$ к длине линии $[Г'K]$:

$$G'_г = \frac{G'_{м.н}\,[B'\,K]}{[Г'\,K]} \; кг/ч.$$

9. Определяем количество вентиляционного воздуха, входящего под укрытие:

$$G'_в = G'_{м.н} - G'_г \; кг/ч.$$

При наличии продувки количество воздуха, удаляемого местным отсосом, остается неизменным.

10. Определяем расход тепла на подогрев продувочного воздуха:

$$Q'_г = G'_г\left(I'_г - I_р\right) \; ккал/ч.$$

Линия PB' на рис. 2.8 представляет собой линию процесса ассимиляции влаги и тепла смесью продувочного и вентиляционного воздуха.

Расчет продувки верхней зоны помещения для предупреждения конденсации влаги производится по схеме процесса, приведенного на рис. 2.9.

1. На пересечении линии $d_н$=const, соответствующей расчетным параметрам Б для холодного периода года, с линией выбранной температуры притока наносим точку $П$, характеризующую параметры приточного воздуха;

2. Исходя из отношения $\varepsilon = Q/G_{вл}$, проводим из точки $П$ линию $ПК$ процесса ассимиляции тепла и влаги.

3. На линию процесса наносится точка P, характеризующая параметры воздуха в рабочей зоне; эти параметры должны соответствовать требованиям санитарных норм.

4. Определяем связывающий эффект:

$$\Delta d_р = d_р - d_п.$$

5. Определяем количество приточного воздуха по формуле (2.26)

$$G = \frac{nG_{вл}\cdot 10^3}{\Delta d_р} \; кг/ч.$$

6. Зная количество воздуха, удаляемого местными отсосами из зоны ниже 2 $м$ от пола, получаем количество воздуха, удаляемого из верхней зоны:

$$G_у = G - G_м \; кг/ч.$$

7. Находим среднее влагосодержание воздуха в верхней зоне

$$d_у = d_п + \frac{G_{вл}\cdot 10^3 - G_м\,\Delta d_р}{G_у} \; г/кг.$$

Пересечение линии $d_у$ с линией процесса даст точку B, характеризующую параметры воздуха в верхней зоне.

8. Определяем необходимую под покрытием температуру $t'_в$ по формуле (2.35). Линия температуры $t'_в$ в пересечении с линией $d_у$ даст точку B', характеризующую необходимые (по условиям предотвращения конденсации) параметры воздуха в верхней зоне. Если точка B' лежит выше точки B, как это принято на рис. 2.9, продувка или дополнительный нагрев воздуха необходимы.

9. Принимаем продувку воздухом, нагретым до температуры 40° С; в этом случае параметры продувочного воздуха будут соответствовать точке $Г'$.

10. Проведем из точки $Г'$ через точку B' линию до пересечения с линией процесса по вентиляционному воздуху (точка K).

11. Определяем количество продувочного воздуха:

$$G_г = \frac{G\,[B'\,K]}{[Г K]} \; кг/ч,$$

где $[B'K]$ и $[ГK]$ — длины соответствующих отрезков прямой;

количество вентиляционного воздуха:

$$G_в = G - G_г \; кг/ч.$$

12. Расход тепла на нагрев продувочного воздуха:

$$Q_г = G_г\left(I_г - I_н\right) \; ккал/ч.$$

ГЛАВА 3

ПОСТУПЛЕНИЕ ВРЕДНЫХ ГАЗОВ И ПАРОВ В ПОМЕЩЕНИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВОЗДУХООБМЕНОВ

3.1. ИСТОЧНИКИ ВЫДЕЛЕНИЯ ВРЕДНЫХ ГАЗОВ, ПАРОВ И ПЫЛИ

Вредные газы и пары попадают в производственные помещения через неплотности коммуникаций, оборудования и аппаратуры (фланцы, вентили, сальники и т. п.), при химических процессах, а также в результате испарения с открытых поверхностей сосудов и резервуаров, испарения при сушке материалов, смоченных или пропитанных различными летучими веществами, и др.

Количество газов и паров G, просачивающихся в производственные помещения через неплотности коммуникаций и оборудования, находящихся под повышенным давлением, можно определять по приближенной формуле Н. Н. Репина

$$G = kcV\sqrt{\frac{M}{T}}\ кг/ч, \qquad (3.1)$$

где k — коэффициент запаса, учитывающий качество эксплуатации;
c — коэффициент, зависящий от давления газов или паров и степени негерметичности m коммуникаций и оборудования (табл. 3.1);
V — внутренний объем коммуникаций и оборудования, находящихся под давлением, в $м^3$;
M — молекулярный вес газов или паров;
T — абсолютная температура газов или паров в *град*.

Таблица 3.1

Значения коэффициента c в зависимости от рабочего давления в системах $P_р$

Параметры	Рабочее давление $P_р$ в $кГ/см^2$						
	до 2	2	7	17	41	161	401
Пробное давление (начальное) $P_н$ в $кГ/см^2$	—	3	11	25	56	201	501
Степень негерметичности:							
относительная m в долях объема в 1 *ч*	0,04	0,03	0,01	0,005	0,002	0,0005	0,0002
абсолютная $\Delta P_а$ в $кГ/м^3$ . .	—	900	1100	1250	1120	1050	1000
Коэффициент c	0,121	0,166	0,182	0,189	0,207	0,298	0,297

Относительная степень негерметичности в долях объема оборудования составляет:

$$m = \frac{P_н - P_к}{zP_н} = \frac{\Delta P_а}{zP_н}\ 1/ч, \qquad (3.2)$$

где $P_н$ — начальное давление газов и паров при опробовании аппаратуры на герметичность в $кГ/м^2$;
$P_к$ — конечное давление газов или паров в $кГ/м^2$;
z — время истечения газов и паров в *ч*.

Если фактическая негерметичность более чем вдвое превышает значения, указанные в табл. 3.1, количество газов и паров, просачивающихся в помещение, можно определить по формуле

$$G = \frac{km_ф VP_р}{848}\sqrt{\frac{M_р M_п}{T_р T_п}}\ кг/ч, \qquad (3.3)$$

где $P_р$ — рабочее давление газов или паров внутри коммуникаций и оборудования в $кГ/м^2$;
$M_р$ и $T_р$ — молекулярный вес и абсолютная температура газов или паров;
$M_п$ и $T_п$ — молекулярный вес и абсолютная температура газа, которым производилось испытание на герметичность;
$m_ф$ — фактическая негерметичность коммуникаций и оборудования в долях объема в 1 *ч*.

Практическое использование формул (3.1) и (3.3) чрезвычайно затруднено вследствие того, что данные о действительной герметичности оборудования обычно отсутствуют, поэтому практические данные о количестве вредностей, которые выделяются в химических цехах с аппаратурой, находящейся под давлением, следует брать из указаний по проектированию соответствующих производств или по данным технологов.

Количество паров, поступающих в помещения за счет испарения с открытых поверхностей сосудов и резервуаров, можно ориентировочно определить по формуле

$$G = 0{,}001\ (5{,}38 + 4{,}1\ v)\ P\sqrt{M}\ кг/м^2 \cdot ч, \qquad (3.4)$$

где v — скорость движения воздуха над источником испарения жидкости в *м/сек*;
P — давление насыщенного пара или газа при температуре испарения в *мм рт. ст.*

При отсутствии вентиляционных укрытий рекомендуется принимать $v=0{,}5$ *м/сек*.

Давление насыщенного пара P следует определять по номограмме на рис. 3.1, на которой средняя вертикальная шкала P — давление насыщенного пара — градуирована в *мм рт. ст.*, а шкалы t_1 и t_2 — температуры пара в °С.

На промежуточных шкалах S_1 и S_2 нанесены номера, соответствующие парам различных химически чистых веществ.

Пример 3.1. Определить давление насыщенного пара четыреххлористого углерода при 20° С.

Решение. Четыреххлористому углероду на номограмме (см. рис. 3.1) соответствует номер *14а*. Проводя прямую, через точку A на шкале t_1, соответствующую 20° С, и точку $Б$ на шкале S_1 (у номера *14а*), находим в точке B на шкале P давление пара, равное 90 *мм рт. ст.*

Количество паров, выделяющееся при сушке материалов, определяется по формуле

$$G = \frac{BnF_и}{100}\ кг/ч, \qquad (3.5)$$

где B — удельный расход жидких химикалий (например, лакокрасочных материалов при окраске) в $кГ/м^2$;
n — содержание летучих, выделяющихся при высыхании материала, в %;
$F_и$ — поверхность испарения в $м^2$.

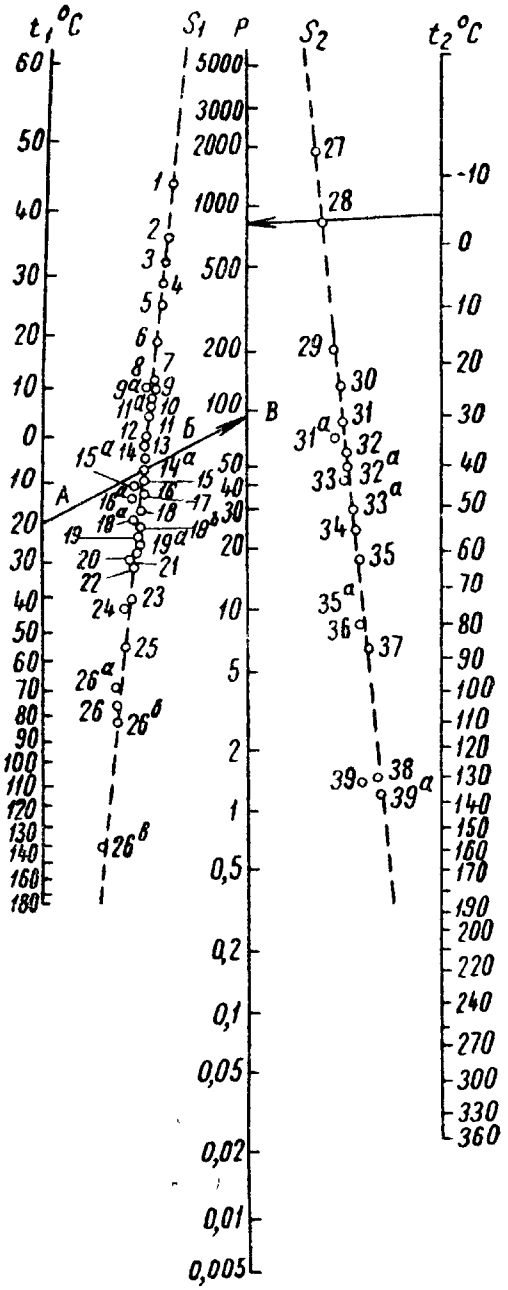


Рис. 3.1. Номограмма для определения давления насыщенного пара для химически чистых веществ (по В. А. Кирееву)

1 — метилсиликан; *2* — пропадиен; *3* — хлористый метил; *4* — хлористый этилен; *5* — бутадиен; *6* — хлорэтил; *7* — изопрен; *8* — метилформиат; *9* — пентан; *9*[а] — диэтиловый эфир; *10* — бромэтил; *11* — хлористый метилен; *11*[а] — сероуглерод; *12* — этилформиат; *13* — хлороформ; *14* — н. гексан; *14*[а] — четыреххлористый углерод; *15* — бензол; *15*[а] — трихлорэтилен; *16* — этилацетат; *16*[а] — дихлорэтан; *17* — фторбензол; *18* — н. гектан; *18*[а] — этилпропионат; *18*[б] — пропилацетат; *19* — толуол; *19*[а] — тетрахлорэтилен; *20* — н. октан (*V*); *21* — н. октан (*W*); *22* — хлорбензол; *23* — бромбензол; *24* — н. декан (*V*); *25* — йодбензол; *26* — нафталин; *26*[а] — камфара; *26*[б] — дифенил; *26*[в] — антрацен; *27* — аммиак; *28* — метиламин; *29* — ацетон; *30* — метиловый спирт; *31* — этиловый спирт; *31*[а] — муравьиная кислота; *32* — вода; *32*[а] — пропиловый спирт; *33* — уксусная кислота; *33*[а] — бутиловый спирт; *34* — пропионовая кислота; *35* — изомасляная кислота; *35*[а] — валерьяновая кислота; *36* — н. бутиленгликоль; *37* — этиленгликоль; *38* — глицерин; *39* — ртуть; *39*[а] — сурьма

Примечание. На шкале t_1° С от 0 вверх приведены отрицательные температуры, а вниз — положительные.

3.2. ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ ВЕНТИЛЯЦИИ ПОМЕЩЕНИЙ С ВРЕДНОСТЯМИ В ВИДЕ ГАЗОВ И ПАРОВ

Распространение газов и паров в воздухе помещения зависит от их удельного веса, концентрации, коэффициента диффузии, но главным образом от интенсивности циркуляции потоков воздуха в помещении. Как правило, вследствие наличия воздушных потоков в помещении скорость распространения вредностей в сотни раз превышает скорость диффузии.

Удельный вес и концентрация газов и паров весьма слабо влияют на направления их распространения. Даже такие тяжелые газы, как окислы азота, хлор и сернистый ангидрид, увлекаются воздушными потоками и распространяются ими по помещению.

В помещениях с интенсивными источниками тепла при правильной организации воздухообмена наибольшая концентрация вредных газов обычно оказывается в верхних зонах. Только в тех случаях, когда тяжелые газы в больших количествах не подвергаются нагреванию и имеют одинаковую температуру с окружающим неподвижным воздухом, они опускаются и накапливаются внизу (например, в складах).

В помещениях, где выделяются газо- и парообразные вредности, наиболее рациональной и эффективной является местная вытяжная вентиляция.

Местные отсосы создают внутри укрытий разрежение и подсос воздуха через рабочие проемы, зазоры или неплотности укрытий, что препятствует «выбиванию» вредных газов и паров в помещение.

Если источник вредностей невозможно локализовать, а вентилировать весь объем помещения неэффективно или нецелесообразно, рекомендуется устраивать зональную вытяжку и подачу притока воздуха при помощи воздушных душей.

Общеобменная вентиляция в помещениях устраивается в тех случаях, когда местную или зональную вентиляцию осуществить невозможно, а также в дополнение к ней для удаления вредностей, прорвавшихся из укрытий.

Количество воздуха L для общеобменной вентиляции определяется по количеству выделяющихся или вырвавшихся из-под укрытий вредных газов и паров из расчета разбавления их до предельно допустимой концентрации по формуле

$$L = 1000 \frac{nG}{g - g_1} \; м^3/ч, \qquad (3.6)$$

где n — коэффициент, учитывающий долю производственных вредностей, которые поступают в рабочую зону, и определяемый опытным путем; при отсутствии опытных данных следует принимать $n=1$;
G — количество вредных газов и паров, поступающих в помещение, в $г/ч$;
g — предельно допустимая концентрация газа в $мг/м^3$ (по СНиП II-Г.7-62);
g_1 — содержание газа в приточном воздухе в $мг/м^3$.

3.3. ПРАКТИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЕНТИЛЯЦИИ ПОМЕЩЕНИЙ С ГАЗОВЫМИ ВРЕДНОСТЯМИ

Если не представляется возможным установить количество вредных газов и паров, выделяющихся в воздушную среду помещений, и не имеется официальных данных для проектирования вентиляции в этих помещениях, то количество воздуха, необходимого для вентиляции, может быть ориентировочно определено по кратностям воздухообменов, приведенным в правилах и нормах по технике безопасности, выпущенных в 1959—1964 гг. Государственным комитетом Совета Министров СССР по химии и согласованных с Главным санитарно-эпидемиологическим управлением Министерства здравоохранения СССР.

Кратности воздухообменов по указанным выше нормам и правилам приведены по химической промышленности в табл. 3.2 и 3.2а, а по химико-фармацевтической промышленности — в табл. 3.3.

В производственных помещениях, в которых вследствие нарушения нормального технологического режима (резкого повышения давления, нарушения уплотнений и т. п.) возможны внезапные поступления в воздух значительных количеств вредных газов и паров, должна устраиваться аварийная вентиляция. Аварийная вентиляция обычно проектируется вытяжной и организованным притоком не компенсируется.

Расход тепла на подогрев неорганизованно поступающего наружного воздуха в тепловом балансе не учитывается. При работе аварийной вентиляции допускается временное нарушение нормируемых метеорологических условий в помещениях.

При устройстве аварийной вентиляции требуемая кратность воздухообмена (не менее 8 объемов в 1 *ч*) должна обеспечиваться совместной работой постоянно действующей вытяжной и аварийной вентиляции. Исключение составляют здания насосных, перекачивающих вредные легковоспламеняющиеся, горючие или высокотоксические жидкости, в которых аварийная вентиляция проектируется в дополнение к основной вентиляции помещения независимо от величины последней.

Аварийная вентиляция проектируется в соответствии с указаниями, утвержденными министерствами и ведомствами по согласованию с Главным санитарно-эпидемиологическим управлением Министерства здравоохранения СССР и Госстроем СССР. При их отсутствии допускается руководствоваться данными, приведенными в табл. 3.2, 3.2а и 3.3.

Воздух от аварийных вентиляционных установок допускается выбрасывать через отверстия в окнах или стенах при условии, что удаляемый воздух не попадет в воздухоприемные устройства приточной вентиляции.

Включение аварийной вентиляции рекомендуется предусматривать от газоанализаторов, настраиваемых на допустимую по санитарным и противопожарным нормам концентрацию газов или паров. Одновременно с включением аварийной вентиляции следует предусматривать автоматическое открывание проемов для притока воздуха в помещение.

Таблица 3.2

Кратности воздухообмена на предприятиях химической промышленности

Наименование	Категория производства	Выделяющиеся вредности	Кратность воздухообмена в *ч*
1	2	3	4
1. Производства синтетического аммиака и сырца метанола			
Газогенераторное помещение:			
I этаж	Б (В-IIа)	Коксовый газ, содержащий H_2 (до 60%) и CO или полуводяной газ, содержащий H_2 (до 40%); тепловыделения	20 (12)
II—V этажи	Б (В-IIа)	То же	12 (12)
Надбункерная галерея	Б (В-IIа)	Пыль и газы с верхнего этажа	12
Газодувная (газогенераторного отделения)	Б (В-IIа)	Коксовый или полуводяной газ; тепловыделения	12
Помещение абсорберов	Б (В-IIа)	Газ, содержащий H_2, CO и H_2S	6
Регенерация сорбента	Б (В-IIа)	То же	8
Газодувная (отделение)	А (В-Iа)	Газ, содержащий H_2 и CO	8
Конверсия окиси углерода — машинный зал (отделение медно-аммиачной очистки)	А (В-Iа)	То же	5
Кабины разделения коксового газа	А (В-Iа)	Коксовый газ, содержащий H_2 (до 60%) и CO, или полуводяной газ, содержащий H_2 (до 40%) и CO	15
Кабины промывки газа жидким азотом	А (В-Iа)	N_2, CO	15
Аммиачная компрессия	Б (В-Iб)	NH_3	6
Помещения насосной и щитовой в отделении обезэфиривания	А (В-Iа)	Метанол, эфиры и др.	15
Отделение дистилляции, помещения насосной и щитовой	А (В-Iа)	Метанол	10
2. Производство разбавленной азотной кислоты			
Отделение кислой абсорбции	Д	—	6
» щелочной »	Д	—	3—4
» инверсии	Д	Тепловыделения, окислы азота	6
Насосное отделение	Д	То же	6—8
Приготовление содового молока	Д	—	4

Продолжение табл. 3.2

Наименование	Категория производства	Выделяющиеся вредности	Кратность воздухообмена в 1 ч
1	2	3	4
Отделение турбокомпрессии нитрозных газов, I этаж	Д	Окислы азота, азотная кислота, тепловыделения	5
То же, II этаж	Д	Нитрозные газы	3
Склад разбавленной азотной кислоты	В	Окислы азота, азотная кислота	6
Отделение розлива кислоты	Д	Азотная кислота	8
3. Производство концентрированной азотной кислоты			
Окислительное отделение	Д	—	6
Отделение нитролеумной абсорбции	В	—	8
Автоклавное отделение	В	Окислы азота, азотная кислота	8
Аммиачно-холодильная установка	В	Аммиак	5 (5)
Отделение приготовления меланжа и склад меланжа	В	Азотная кислота, окислы азота, тепловыделения	8
Отделение концентрационных колонн	В	—	8
Отделение абсорбции хвостовых нитрозных газов	В	—	6
Насосная станция склада меланжа	В	Азотная и серная кислоты	8
4. Цех концентрирования серной кислоты			
Мазутное хозяйство	Б	—	10
Насосная станция, склады разбавленной серной кислоты и купоросного масла	Д	—	4
5. Производство этиловой жидкости			
Отделение синтеза	А (В-Ia)	Пары тетраэтилсвинца и хлорэтила	40
» паровой отгонки	А (В-Ia)	То же	40
» приема ТЭС	А (В-Ia)	»	40
» приготовления компонентов	А (В-Ia)	Свинец и масло	10
Печное отделение	Г (П-I)	То же	25
Отделение электролиза	Г (П-I)	»	25
Масляное отделение	В (П-I)	»	10
Отделение хранения сплава	А (В-Ia)	»	10
» грануляции сплава	В (П-I)	»	15
» приготовления компонентов и красителя	А (В-Ia)	Пары продуктов высокой токсичности	30
Отделение смешения	А (В-Ia)	То же	30
» розлива этиловой жидкости	А (В-Ia)	»	40
Отделение фильтрации	А (В-Ia)	»	40
» отстойников:			
металлические аппараты	Г	Пары тетраэтилсвинца и свинца	40
железобетонные емкости	Г	То же	15
Печное отделение	Г	»	15
Отделение приема шлаков	Г	»	10
» очистки дымовых газов (помещение насосов)	Г	»	25
Отделение приема сточных вод	В (П-I)	Пары тетраэтилсвинца и хлорэтила	40
» химической очистки	Д	То же	25
» получения вторичного пара	Д	»	40
» отгонки ТЭС из масла	Д	»	40
» подготовки бочек	Д (П-1)	Пары тетраэтилсвинца	30
» обжига	Г	То же	10
6. Производства аминосульфокислот и аминооксисульфокислот нафталинового ряда			
Общие производственные помещения	—	—	6
Склад нафталина (дробление, плавление)	Б	Взрывоопасная смесь нафталина с воздухом	7
Автоклавные отделения Н-кислоты, γ-кислоты	Б	Окислы азота, аммиак, хлористый водород	7 (5)
Сульфураторно-нитрационные отделения	В	Окись азота	6
Отделения приготовления суспензии, Г-соли и сульфата аммония	Б	Аммиак	8

Продолжение табл. 3.2

Наименование	Категория производства	Выделяющиеся вредности	Кратность воздухообмена в 1 ч
1	2	3	4
7. Производства нитробензола, нитротолуола, хлорнитробензола и других нитросоединений периодическим и непрерывным методами			
Производственные отделения	—	Бензол, меланж, олеум, моногидрат, купоросное масло, соляная кислота, толуол, хлорбензол, нитробензол, нафталин, ксилол, *п*-дихлорбензол, *о*-нитрохлорбензол, *м*-динитробензол и др.	8
Насосные	—		12
Склады сырья и готовой продукции	—	—	6
8. Производства криолита, фтористого алюминия и побочных продуктов их производства			
Печное отделение	Г	Фтористый водород и серная кислота, тепловыделения	5
Абсорбционное отделение	Д	Фтористый водород, тепловыделения	5
Помещение обескремнивания кислоты	Д	Фтористый водород	5
Реакционное отделение и помещение фильтров	Д	Четыреххлористый кремний или фтористый водород; незначительное количество водяных паров, пыль	5
9. Производство β-нафтола			
Станция расплавления нафталина	Б	Пары нафталина	5
Отделение сульфирования и регенерации нафталина	Б	То же	8
			5
Общие производственные помещения	Д, В	—	6
Отделение плавки и дистилляции	В	Пары едкого натра	8
Станция гашения плава	Г	» нафталина	
10. Производство активных углей			
Станция перекачки газов активации в газгольдер	А (В-Iа)	Газы активации	15
Отделение мойки	Д	Пыль, соляная кислота	5
11. Производство порофоров			
Насосное отделение фенилуратилана	А	Фосген, метилхлорформиат, метанол	13
Отделение отмывки фенилуратилана	А	То же	10
Реакторное отделение фенилуретана	А	»	10
Кислотное отделение производства сульфохлорида и порофоров	В	Хлористый водород, серная кислота	6
Отделение затаривания готового продукта	—	Пыль сульфохлорида, гидразин-гидрат, хлористый водород	4
» фуговки	—	Хлористый водород, гидразин-гидрат	4
Реакторное отделение	—	Хлористый водород, серная кислота	6
Отделение порофора ЧХЗ-57	А	Хлор, хлористый водород, ацетонангидрин	10
Станция очистки сточных вод	Д	Хлор	7
Отделение дистилляции гидразин-гидрата	—	Гидразин-гидрат	7
Насосное отделение	—	То же	10
Отделение приготовления сырья	Б	Гипохлорит натрия, аммиак	6
» сборников готового продукта	—	Гидразин-гидрат	7
» выпарки гидразин-гидрата и приготовления гипохлорита натрия	Б	Гидразин-гидрат, гипохлорит натрия, аммиак	7
Отделение 3-го корпуса выпарки	—	Гидразин-гидрат, аммиак	7
» ректификации	—	Гидразин-гидрат	10
» хлорирования	—	Хлор	7
» затаривания гидразин-гидрата	—	Гидразин-гидрат	10
Отделение мойки тары	—	То же	6
12. Производства аминоэнантовой, аминопеларгоновой, аминоундекановой, тиодивалериановой кислот и тетрахлорпропана на базе этилена и четыреххлористого углерода			
Отделение этиленирования	А	Этилен, четыреххлористый углерод	10
» ректификации	В	Четыреххлористый углерод, тетрахлоралканы	10
» гидролиза	В	Хлористый водород, тетрахлоралканы, пары хлоркислот	10

Продолжение табл. 3.2

Наименование	Категория производства	Выделяющиеся вредности	Кратность воздухообмена в 1 ч
1	2	3	4
Отделение аммонолиза:			
аминирование, экстракция аминокислот	В	Аммиак, пары хлоркислот	7
фуговка и сушка аминокислот с ректификацией спирта	А	Этиловый спирт	8
затаривание аминокислот и хлористого аммония	Б	Пыль аминокислот и хлористого аммония	5
Отделение тиодивалериановой кислоты:			
приготовление раствора сернистого натрия	А	Сероводород	18
введение серы	А	Сероводород, пары этилового спирта	18
гидролиз	Д	Хлористый водород, серная кислота	8
очистка и затаривание тиодивалериановой кислоты	В	Пыль тиодивалериановой кислоты	5
13. Производство мочевины			
Отделение насосов для перекачки жидкого аммиака и углеаммониевых растворов	Б	Тепловыделения, аммиак	Не менее 7 (12)
Отделение синтеза и дистилляции	Б	Тепловыделения, незначительные выделения аммиака	Не менее 5 (8)
» компрессии — II этаж	Д	Значительные тепловыделения, аммиак	Не менее 5 (8)
14. Производства ацетилена термоокислительным пиролизом метана и электрокрекингом метана			
Отделение компрессии газов пиролиза	А	Газы пиролиза	8—10
Отделение концентрирования:			
помещение насосов	А	Ацетилен	5
» вакуум-насосов ацетилена	А	»	10
15. Производства диазоаминобензола, диазодиметаланилина, аминоазобензола			
Склад анилина	Б (П-I)	Пары анилина	6
» ортотолуидина	Б (П-I)	» ортотолуидина	6
» фенола	—	» фенола	6
Производственные помещения	Б (П-I)	—	6
16. Производства хлорбензола и полихлоридов бензола			
Насосная и таялка бензола	А	Бензол	12
Помещение абгазных холодильников	—	—	10
Основные производственные помещения	А	Бензол, хлор	6
Склад соляной кислоты	Д	Соляная кислота	6
17. Производства фенола и резорцина через сульфокислоты			
Насосные отделения складов бензола и бутанола	А	Пары бензола, бутанол	8
Станция испарения бензола	А	Пары бензола	10 (5)
Сульфурационное отделение фенола	А	Пары бензола, серная кислота	10 (5)
То же, резорцина	А	То же и серный ангидрид	8
Станция отдувки бензола из сульфомассы	А	Пары бензола	8
» нейтрализации и подкисления в производствах фенола и резорцина	Г	Сернистый газ	8
Отделение сушки и плавки сульфосолей	В	Тепловыделения	8
» перегонки фенола и резорцина	Б	Пары фенола и резорцина	6
» розлива и хранения фенола и резорцина	В	—	8
Отделение экстракции резорцина и регенерации бутанола	Б	Пары бутанола	8
18. Производства хлористого тионила из фосгена и сернистого ангидрида			
Отделение хранения и испарения сырья	Д	Фосген, сернистый ангидрид	15 (1)
» контактирования	Г	Фосген, сернистый ангидрид, хлористый тионил, хлориды серы	15 (1)
» ректификации	Б	Хлористый тионил, хлориды серы	15 (1)
» розлива и сушки бутылей	Д	Хлористый тионил	12 (1)
Склад готовой продукции	Д	То же	— (12)
» тары (бутылей в обрешетке)	В	»	— (12)
Отделение отходящих газов и сточных вод	Д	Фосген, сернистый ангидрид	15 (1)

Продолжение табл. 3.2

Наименование	Категория производства	Выделяющиеся вредности	Кратность воздухообмена в 1 ч
1	2	3	4
19. Производство бариевых солей			
Реакторное отделение	А (В-Ia)	Сероводород и следы хлора	7 (5)
Отделение утилизации сероводорода поглощением раствора едкого натра	А (В-Ia)	Сероводород	7 (5)
20. Производство диизоцианатов			
Основные производственные отделения, связанные с переработкой хлорбензола и его растворов	А	Хлорбензол, фосген, диамины, диизоцианаты	15
Отделение мойки и сушки тары	А	Пары воды, щелочи и незначительные количества хлорбензола и диизоцианатов	12
Котельная ВОТ	Г	Пары дефинильной смеси, тепловыделения	8
Промежуточный склад готовой продукции с камерой розлива	А	Диизоцианаты	8
21. Производство цианистых солей			
Склад синильной кислоты	А	Пары синильной кислоты	15
Аммиачно-холодильная установка	Б	Тепловыделения, аммиак	3 (7)
Отделение абсорбции синильной кислоты	А	Следы паров синильной кислоты, сернистый ангидрид, аммиак	15
» сушки цианидов	Д	Тепловыделения, пыль цианидов	12
» затаривания цианидов	Д	Пыль цианидов	12
» очистки промышленных стоков	Д	Следы паров синильной кислоты и сернистого ангидрида	12
22. Производство капролактама			
Бензотаялка	А	Пары бензола	8 (4)
Базисный склад:			
насосная	А	То же	8 (4)
туннель	А	»	8
помещение для хранения щелочей	—	Щелочи	5
Цех гидрирования бензола:			
машинное отделение	А	Пары бензола, циклогексана и водород	10
насосная	А	Пары бензола и циклогексана	8
отделение емкостей и готового продукта	А	То же	10
помещение вентилей	А	»	7
Цех нитрования:			
насосная высокого давления	А	Пары циклогексана, нитроциклогексана и азотной кислоты	5
кабины высокого давления	А	Пары циклогексана и нитроциклогексана	5
помещение приемных баков	А	То же	8
насосная низкого давления	А	Пары циклогексана, нитроциклогексана и нитрозные газы	8
помещение теплообменников	А	Пары циклогексана и нитроциклогексана	5
Цех очистки циклогексана:			
насосная	А	Пары циклогексана и бензола	8
помещение ректификационных колонн	А	Пары циклогексана и тепловыделения	5
помещение для емкостей	А	То же	10
Промежуточный склад:			
насосная	А	Пары циклогексана, анона, анола	8 (4)
коридор управления	А	То же	8
помещение аммиачно-холодильной установки	Б	Аммиак	5 (5)
Цех окисления циклогексана — насосная	А	Пары циклогексана, анона, анола и бензола	8 (4)
Реакторное отделение:			
I и II этажи	А	То же	8 (5)
III этаж	А	»	4 (5)
Цех ректификации:			
отделение ректификации	А	Пары анола, анона, циклогексана и тепловыделения	8 (2)
цех дегидрирования	А	Пары циклогексана, водород	8
Цех восстановления:			
каталитаторное отделение	А	Пары циклогексана	4
насосная и отделение емкостей низкого давления	А	То же	8

Продолжение табл. 3.2

Наименование	Категория производства	Выделяющиеся вредности	Кратность воздухообмена в 1 ч
1	2	3	4
насосная высокого давления	А	Пары циклогексана, нитроциклогексана и азотной кислоты	6
кабины » »	А	То же	6
Цех лактама:			
разделение продуктов восстановления	А	Пары нитроциклогексана, циклогексана, анона, анола и азотной кислоты	8
помещение колонн	А	То же	8
» насосов	А	»	8
Отделение лактама:			
I и II этажи	А	Серная кислота, циклогексан, пыль лактама, аммиак, пары оксима	6
Отделение экстракции	Б	Пары бензола и трихлорэтилена	8
Цех адипиновой кислоты:			
отделение доокисления	А	Пары анона, анола, азотной кислоты	4
» выделения адипиновой кислоты	А	То же и пыль капролактама	4
Цех сульфата аммония — отделение упаривания и центрифугирования	А	Пары циклогексанона и циклогексанола, тепловыделения, пыль продукта	6
Цех нитрита аммония:			
контактное отделение	—	Аммиак, нитрозные газы	8
насосное »	—	То же	6
Цех аммиачной компрессии	Б	Аммиак	5 (5)
Маслопункт при аммиачной компрессии	Б	»	5
Насосная станция загрязненных вод	А	Пары бензола, анона, анола и циклогексана	10
Цех очистки сточных вод — отделение ректификации сточных вод	А	Пары циклогексана, анола, анона	8
	В	Пары бензола, циклогексана, анола, анона, нитроциклогексана	10
Цеховые лаборатории			
Газоанализаторные	Д	Пары анона, анола, бензола и других веществ	10
Помещение датчиков	А	То же	10
23. Производство винилхлорида методом гидрогалогенирования ацетилена			
Отделение компримирования ацетилена	А (В-Ia, 4Б)	Ацетилен	8
» осушки ацетилена (в закрытом помещении)	А (В-Ia, 4Б)	То же	8
Отделение реакционных аппаратов	А (В-Ia, 4Б)	»	6 (2)
» промывки и осушки реакционного газа (в закрытом помещении)	А (В-Ia, 2Б)	»	6, но не менее 9000 м³/ч на один аппарат
Отделение ректификации винилхлорида-сырца (в закрытом помещении)	А (В-Ia, 2Б)	Ацетилен, пары винилхлорида	6 (2)
Склад винилхлорида-ректификата (в закрытом помещении)	А (В-Ia, 2Б)	Пары винилхлорида	8
Склад сулемы	Д	Сулема	20
Производственное помещение получения катализатора	В (П-II)	Сулема и металлическая ртуть	10
Метод дегидрохлорирования дихлорэтана:			
реакторное отделение	А (В-Ia, 2Б)	Пары дихлорэтана, метилового спирта и винилхлорида	12
отделение обработки маточного раствора	А (В-Ia, 2Б)	То же	12
» конденсации и ректификации (в закрытом помещении)	А (В-Ia, 2Б)	»	12
склад винилхлорида (внутри помещения)	А (В-Ia, 2Б)	»	8
24. Производство поливинилхлорида суспензионным методом			
Отделение полимеризации и осаждения поливинилхлорида	А (В-Ia, 2Б)	Пары винилхлорида, растворы едкого натра	6, но не менее 9000 м³/ч на один реактор (2)
Отделение центрифугирования	Д	То же	6 (2)
» полимеризации и дегазации латекса	А (В-Ia, 2 Б)	»	6, но не менее 9000 м³/ч на один реактор (2)

Продолжение табл. 3.2

Наименование	Категория производства	Выделяющиеся вредности	Кратность воздухообмена в 1 ч
1	2	3	4
Цеховой склад перекиси водорода	Д	—	— (20)
» » фосфорной кислоты	Д	—	12
25. Производство жидкого хлора			
Отделение хлорных компрессоров	Д	Хлор и брызги серной кислоты	8
» конденсации	Д	Хлор	6
» хранения серной кислоты	Д	Брызги серной кислоты	5
Отсеки склада жидкого хлора	Д	Хлор	10
Отделение очистки отходящих газов от хлора	Д	»	6
Цеховая лаборатория	—	—	По расчету, но не менее 8
26. Производство ацетонциангидрина			
Отделение синтеза и ректификации при расположении в здании и временном пребывании рабочих	А (В-Iа, 2Б)	Пары ацетона и синильной кислоты	15
Насосная и вакуум-насосная	А (В-Iа, 2Б)	То же	12
Отделение сборников ацетонциангидрина	А (П-1)	»	10
» хранения кислот и щелочей и приготовления катализатора	Д	Серная кислота, щелочи и цианистый калий	5
Отделения обезвреживания выбросов от воздушек и сливов из аппаратов	А (В-Iа, 2Б)	Пары ацетона и синильной кислоты	8
Помещение для хранения ацетона	А (В-Iа, 2А)	Пары ацетона	10
Операторная	Д	—	5
27. Производство гликолей методом жидкофазной гидратации окиси этилена			
Отделение гидратации	А (В-Iа, 3Б)	Пары окиси этилена	12
» ректификации	А (В-Iа, 3Б)	То же и моноэтиленгликоля	8
» выпарки	А (В-Iа, 3Б)	То же	8
Насосное отделение	Б (В-Iа, 3Б)	»	12
Отделение сборников готового продукта	Б (В-Iа, 3Б)	Аэрозоли водно-гликолевых растворов	8
28. Производство синильной кислоты методом каталитического окисления метана и аммиака кислородом воздуха			
Отделение синтеза	А (В-Iа, 2Б)	Пары синильной кислоты	10
» абсорбции и ректификации и отделение улавливания непрореагировавшего аммиака (при размещении в здании)	А (В-Iа, 2Б)	То же и пары аммиака и метанола	10
Отделение сборников кислот и щелочей	Д	Кислоты и щелочи	5
» холодильников (при размещении в здании)	Д	—	10
Отделение турбоэксгаустеров	А (В-Iа, 1А)	Пары синильной кислоты	10
» сборников синильной кислоты	А (В-Iа, 2Б)	То же	10
Каталитическое отделение	Д	—	5
Отделение насосов	А (В-Iа, 2Б)	—	10
» газоанализаторов	Д	—	5
Помещение управления производством	Д	—	5
29. Аммиачные и фреоновые холодильные станции			
Компрессорный зал	Б (В-Iб, 1А)	Аммиак	3 (7)
	В	Фреон	5
Машинное отделение	Б (В-Iб, 1А)	Аммиак (I этаж)	5 (7)
	Б (В-Iб, 1А)	» (II этаж)	3 (7)
	В	Фреон	5
Аппаратное отделение	Б (В-Iб, 1А)	Аммиак	3 (7)
	В	Фреон	5

Продолжение табл. 3.2

Наименование	Категория производства	Выделяющиеся вредности	Кратность воздухообмена в 1 ч
1	2	3	4
30. Производство уксусной кислоты			
Помещения, в которых установлены насосы для перекачки уксусной кислоты и метилацетата, для приготовления катализатора, нейтрализации кубовых остатков	А	Пары уксусной кислоты и метилацетата	10
Отделение мойки и розлива	А	Пары уксусной кислоты	15
Цеховая лаборатория	Д	—	По расчету, но не менее 8
31. Производство аминосоединений бензола и его гомологов			
Производственные помещения	—	—	10
Складские помещения сырья и готовой продукции	—	—	6

Примечание. При определении кратностей воздухообмена следует учитывать следующее:

а) в отделениях, где имеются тепловыделения, расчет воздухообменов производится по теплу, но во всех случаях кратность должна быть не менее значений, приведенных в графе 4;

б) в графе 2 первое буквенное обозначение показывает категорию производства по пожароопасности, в скобках — по ПУЭ (правилам устройства электроустановок);

в) в графе 4 первая цифра показывает кратность воздухообмена постоянно действующих систем вентиляции в 1 ч, в скобках приведена необходимая кратность аварийной вентиляции.

Таблица 3.2а

Кратности воздухообмена при производстве синтетических каучуков и синтетических спиртов

Наименование исходных продуктов, применяемых в производстве	Кратность воздухообмена в 1 ч			
	в компрессорных	в насосных	в производственных помещениях	на складах
Аммиак	5	—	7	5
Производство ацетальдегида с ртутным катализатором	—	15	20	10
Ацетон, бензин, бутан, бутилан, водород, дивинил, изопрен, бутилацетат, метилэтилкетон, метан, паральдегид, пентан, пропан, пропилен, пропилацетат, спирты амиловый, бутиловый, уайт-спирит, этан, этилацетат, этилбензол, этилен	8	12	8	6
Бензол, дивинилацетат, гексилен, дивинилацетилен, дихлорэтан, изопропилбензол, 1-1-дихлорэтилен, дихлорбензол, моновинилацетилен, метилстирол, метиловый спирт, нафталин, окись углерода, сероводород, сероуглерод, стирол, фурфурол, хлор, бензол, хлористый винил, хлористый метилен, ксилол, толуол	10	15	10	8
Анилин, ацетальдегид, бром, пиридин, фенол, формальдегид, хлор, хлоропрен	10	18	12	10
Нитрилакриловая кислота, производство СКН	—	20	15	12
Азотная, уксусная, фосфорная, серная и соляная кислоты, хлористый водород	—	14	9	6

Таблица 3.3

Кратности воздухообмена в химико-фармацевтических производствах

Наименование производства	Категория производства	Выделяющиеся вредности	Кратность воздухообмена в 1 ч
1	2	3	4
1. Изоникотиновая кислота			
Получение метилолпиколинов	А (В-Iа)	Формалин, пиколины, метилолпиколины	10
Окисление	Б (В-Iб)	Метилолпиколины, окислы азота, углекислота, меланж	15
Выделение изоникотиновой кислоты	В	Раствор азотнокислой соли изоникотиновой кислоты, соды кальцинированной	6
Регенерация	А (В-Iа)	Пиколины, хлористый натрий, нитриты, нитраты	10
2. Никотиновая кислота			
Получение комплексного соединения и разложение комплексной соли	А (В-Iа)	Серная кислота, медный купорос, метилпиридин и диметилпиридин, сода кальцинированная	10
Окисление метилпиридинов	А (В-Iа)	Метилпиридин, перманганат калия	10
Выделение никотиновой кислоты и перекристаллизация	В	Никотиновая кислота	8
Регенерация	А (В-Iа)	Медный купорос, серная кислота, диметилпиридин	10

Продолжение табл. 3.3

Наименование производства	Категория производства	Выделяющиеся вредности	Кратность воздухообмена в 1 ч
1	2	3	4
3. Пропионовая кислота			
Омыление этилпропионата и выделение пропионовой кислоты	А (В-1)	Этилпропионат, едкий натр, этиловый спирт, серная и пропионовая кислоты	10
Экстракция пропионовой кислоты дихлорэтаном, разгонка экстракта и ректификация пропионовой кислоты	А (В-1)	Пропионовая кислота, дихлорэтан	10
4. Этилацетат			
Промывка, сушка и ректификация	А (В-1)	Этилацетат, спирт этиловый, ацетон	15
5. Ацетоуксусный эфир			
Получение натрацетоуксусного эфира	А (В-I)	Натрий металлический, этилацетат, водород, спирт этиловый, керосин	10
Нейтрализация натрацетоуксусного эфира	А (В-I)	Натрацетоуксусный эфир, соляная кислота, этиловый спирт, уксусная кислота	10
Вакуум-разгонка ацетоуксусного эфира, экстрагирование его из спиртового слоя и разгонка спирто-водной смеси	А (В-I)	Ацетоуксусный эфир, спирт этиловый, этилацетат	10
Регенерация вазелинового масла	А (В-I)	Купоросное масло, едкий натр, примеси уксусной кислоты, спирта	8
6. Риванол			
Аминирование	Б (В-Iб)	Нитрохлоракридин, фенол, аммиак	15
Восстановление	А (В-Iб)	Аминонитроакридин, соляная кислота, аммиак, водород	10
Лактация и приготовление раствора молочной кислоты	А (В-I)	Основание риванола, молочная кислота, этиловый спирт	10
Сушка основания и риванола	А (В-I)	Пыль органическая, спирт этиловый	8
Обработка спиртовых маточников	А (В-I)	Спирт этиловый, соляная кислота, едкий натр	8
Обработка фенольных маточников	Б	Фенол, едкий натр	10
7. п-Нитроацетофенон			
Получение метилового эфира хлоргидрина стирола	А (В-I)	Метанол, стирол, хлор, серная кислота, кальцинированная сода, углекислый газ	15

Продолжение табл. 3.3

Наименование производства	Категория производства	Выделяющиеся вредности	Кратность воздухообмена в 1 ч
1	2	3	4
Получение *п*-нитро-α-метаксистирола	А (В-I)	Метиловый эфир хлоргидрина стирола, серная и азотная кислоты, метанол, едкий натр	15
Получение *п*-нитроацетофенона	А (В-I)	*п*-Нитро-α-метаксистирол, изопропиловый спирт, серная кислота	10
Регенерация растворителей	А (В-I)	Метанол, изопропиловый спирт	15
8. п-Нитробензойная кислота			
Приготовление раствора хромпика	В	Хромпик, пар	15
Окисление *п*-нитротолуола	Б (П-II)	*п*-Нитротолуол, серная кислота, хромпик, *п*-нитробензойная кислота	15
Доокисление хлором	Б (П-II)	*п*-Нитробензойная кислота, *п*-нитробензальдегид, хлор, сода кальцинированная	15
Выделение *п*-нитробензойной кислоты	В	Натриевая соль *п*-нитробензойной кислоты, серная кислота	8
Сушка	Б (В-II)	Пыль *п*-нитробензойной кислоты	8
9—11. Цианистый бензил, амид фенилуксусной кислоты, фенилуксусная кислота			
Цианирование	А (В-I)	Хлористый бензил, спирт этиловый, натрий цианистый, цианистый бензил, бензиловый спирт	15
Получение фенилацетамида	Б (П-II)	Цианистый бензил, серная кислота, фенилацетамид, аммиачная вода	15
Выделение фенилуксусной кислоты	В	Маточник фенилацетамида, серная кислота, едкий натр	10
Сушка	Б (В-II)	Фенилацетамид, фенилуксусная кислота	8
12. Дибазол			
Восстановление *о*-нитроанилина	В (П-IIа)	Сернистый натрий, *о*-нитроанилин, фенилендиамин	15
Конденсация	Б (П-IIа)	*о*-Фенилендиамин, цианистый бензил, хлористый аммоний, соляная кислота	15
13. Ванилин			
Нитрозирование диметиланилина	Б (П-I)	Нитрит натрия, соляная кислота, диметиланилин, нитрозодиметиланилин, окислы азота	12

Продолжение табл. 3.3

Наименование производства	Категория производства	Выделяющиеся вредности	Кратность воздухообмена в 1 ч
1	2	3	4
Конденсация	А (В-I)	Гваякол, спирт изопропиловый, уротропин, соляный нитрозодиметиланилин, соляная кислота, ванилиновый спирт	12
Экстракция ванилина и разгонка	А (В-I)	Водно-спиртовой раствор ванилина, бензол	15
Перекристаллизация из толуола и вакуум-разгонка	А (В-I)	Ванилин, толуол	12
14. Димедрол			
Получение бензофенона	А (В-I)	Бензол, четыреххлористый углерод, хлористый водород, бензофенон, треххлористый алюминий	15
Получение бензгидрола	А (В-I)	Бензофенон, спирт изопропиловый, водород, бензгидрол, едкий натр, цинковая пыль	15
Получение диметиламиноэтилхлорида	А (В-I)	Диметиламиноэтинол, дихлорэтан, тионилхлорид, диметиламиноэтилхлорид, серный ангидрид	15
Получение основания димедрола и вакуум-разгонка	А (В-I)	Диметиламиноэтилхлорид, бензгидрол	15
Получение димедрола	А (В-I)	Этиловый спирт, серный эфир, хлористый водород, основания димедрола	15
15. Хлороформ			
Сернокислотная обработка	Б (П-I)	Хлороформ, формалин, серная кислота	15
Нейтрализация кислого хлороформа	В	Хлороформ, едкий натр, серная кислота	12
Ректификация и консервация хлороформа	А (В-I)	Спирт этиловый, хлороформ, поташ	15
16. Резорцин			
Подготовка дихлорэтана	А (В-I)	Дихлорэтан	10
Перегонка технического резорцина	В (П-IIа)	Резорцин	10
Перекристаллизация резорцина	А (В-I)	Резорцин, дихлорэтан	10
17. Трихлоруксусная кислота			
Окисление хлораля	Б (П-I)	Хлораль, азотная кислота, окислы азота, трихлоруксусная кислота	15
Фракционная перегонка	В	Реакционная масса, трихлоруксусная кислота	10
Кристаллизация и фасовка	А (В-I)	Дихлорэтан, трихлоруксусная кислота	10

Продолжение табл. 3.3

Наименование производства	Категория производства	Выделяющиеся вредности	Кратность воздухообмена в 1 ч
1	2	3	4
18. Хлоралгидрат			
Получение чистого хлораля	Б (П-I)	Хлораль, сода кальцинированная, хлористый водород	15
Получение хлоралгидрата	А (В-I)	Дихлорэтан, хлораль	15
Сушка	А (В-I)	Дихлорэтан, хлоралгидрат	10
Регенерация маточников	Б (В-I)	Дихлорэтан, хлоралгидрат, купорос, масло, сода кальцинированная, хлор, водород, фосген	15
19. Атофан			
Получение натриевой соли фенилцинхониновой кислоты	Б (П-I)	Изатин, натр едкий, ацетофенон, серная кислота, натриевая соль фенилцинхониновой кислоты	15
Выделение атофана	Б	Реакционная масса, серная кислота	10
20. Фенолфталеин			
Плавление фенола	Б (П-I)	Фенол	12
Конденсация фенола с фталевым ангидридом	Б (П-II)	Фенол, фталевый ангидрид, хлористый цинк, кальцинированная сода	12
Щелочная очистка фенолфталеина	Б (П-II)	Реакционная масса, едкий натр, бисульфит натрия, серная кислота	12
Спиртовая кристаллизация	А (В-I)	Фенолфталеин, спирт изопропиловый	8
Сушка	А (В-I)	Фенолфталеин, спирт	12
Обработка флуорана	Б	Флуоран, едкий натр, бисульфит натрия, серная кислота	12
Упарка и обработка спиртовых маточников	А (В-I)	Спирт, фенолфталеин	12
21. Терпингидрат			
Получение технического терпингидрата	Б (В-I)	Скипидар, серная кислота, толуолсульфокислота, углекислота	12
Получение медицинского терпингидрата	А (В-I)	Терпингидрат технический, спирт изопропиловый	12
Получение *п*-толуолсульфокислоты	А (В-I)	Толуол, серная кислота	12
Регенерация спирта из маточников	А (В-I)	Спирт, терпингидрат	12
22. Ксероформ			
Получение трибромфенола	Б (В-Iб)	Натрий бромистый, фенол, хлор, бром	15
Получение трибромфенолята натрия	В	Трибромфенол, едкий натр	12
Получение раствора азотнокислого висмута	В	Висмут азотнокислый, азотная кислота	12
Получение ксероформа	А (В-I)	Трибромфенолят натрия, раствор азотнокислого висмута, ксероформ, едкий натр, уксусный натрий, спирт этиловый	10

Продолжение табл. 3.3

Наименование производства	Категория производства	Выделяющиеся вредности	Кратность воздухообмена в 1 ч
1	2	3	4
23. Танин			
Диффузия и обработка диффузного сока	В	Раствор танина	8
Экстракция танина органическими растворителями и вакуум-упарка	А (В-I)	Настой танина, бутилацетат, бутанол	12
24. Галловая кислота			
Щелочной гидролиз	В	Раствор танина, едкий натр	8
Кислотный »	В	Едкий натр, соляная кислота, танин, галловая кислота	8
25. Теальбин			
Приготовление аммиачного раствора казеина	Б (В-Iб)	Аммиак	15
Осаждение теальбина	Б (В-Iб)	Аммиак, водное извлечение кофейнового производства	15
26. Дерматол			
Получение раствора азотнокислого висмута	В (П-I)	Азотная кислота, азотнокислый висмут	15
Получение дерматола	В	Раствор галловой кислоты, висмута азотнокислого	12

Продолжение табл. 3.3

Наименование производства	Категория производства	Выделяющиеся вредности	Кратность воздухообмена в 1 ч
1	2	3	4
27. Бензойная кислота			
Перекристаллизация бензойной кислоты	Б	Бензойная кислота, едкий натр	10
28. Бензонат натрия			
Нейтрализация	Б	Бензойная кислота, сода, углекислый газ	10
29. Кордиамин			
Получение технического диэтиламида никотиновой кислоты	А (В-I)	Никотиновая кислота, диэтиламин, хлорокись фосфора, хлористый водород, едкое кали	12
Извлечение диэтиламида никотиновой кислоты	А (В-I)	Реакционная масса, едкое кали	8
Экстракция спиртом и вакуум-разгонка	А (В-I)	Водно-щелочной слой, изопропиловый спирт, диэтиламид никотиновой кислоты	12
Приготовление раствора кордиамина	В	Диэтиламид никотиновой кислоты	8
30. Гидроперит			
Перекристаллизация мочевины	В	Мочевина	8
Получение комплекса	А	Мочевина, перекись водорода, спирт этиловый	10

См. примечание к табл. 3.2, п. «б».

ГЛАВА 4

ОБЕСПЫЛИВАНИЕ ВОЗДУХА

4.1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

А. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Обеспыливание достигается в результате осуществления комплекса технических мероприятий, направленных на предупреждение проникания пыли в помещения извне, на предупреждение ее образования и распространения, а также на улавливание образующейся пыли.

Наиболее радикальными являются мероприятия, направленные на предупреждение образования пыли. Они определяются особенностями процессов, являющихся причиной образования пыли, и поэтому должны разрабатываться в каждом конкретном случае на основе анализа технологии производства.

Основными направлениями предотвращения пылевыделений являются: замена сырья или топлива, увлажнение обрабатываемых и транспортируемых материалов, модернизация технологических процессов и оборудования, совершенствование организации работ на производстве. К числу важных мероприятий по обеспыливанию относится также механизация уборки помещений, позволяющая избежать вторичного взмучивания осевшей пыли.

Воздух, удаляемый местными отсосами, перед выбросом в атмосферу при значительном загрязнении его пылью должен очищаться в пылеуловителях для предупреждения загрязнения воздушного бассейна [1].

При наличии пылевыделений в помещениях воздух, используемый для рециркуляции, следует подвергать очистке в эффективных фильтрах.

Наружный воздух, подаваемый в помещения, следует очищать, если запыленность его в районе расположения проектируемого сооружения выше допустимой.

При повышенных требованиях к чистоте воздуха в помещениях, которые предъявляют некоторые производства (радиоэлектронная, приборостроительная, фармацевтическая промышленность и др.), предусматриваются специальные мероприятия по аэродинамическому шлюзованию помещений, обдувке одежды и обеспыливанию спецодежды персонала, предупреждению образования пыли при истирании пола и т. п.

[1] Вопросы очистки запыленных газовых выбросов от технологического и энергетического оборудования в настоящем справочнике не рассматриваются.

Б. КЛАССИФИКАЦИЯ ПЫЛЕЙ

Пылью называются частицы размером до 500 *мк*, взвешенные в воздухе или других газах. *Дисперсные системы*, содержащие наряду с твердыми также и жидкие частицы, могут именоваться также *дымами*, а содержащие только жидкие частицы — *туманами*.

По природе образования различаются промышленные пыли дисперсионного и конденсационного происхождения.

Дисперсионные пыли возникают при диспергировании (измельчении) и распылении твердых и жидких материалов (например, при дроблении руд, механической обработке металлов, распылении жидких красок, ветровой эрозии грунтов, просевах, пересыпках и других пылящих процессах). К дисперсионным относится также пыль текстильных предприятий, представляющая собой обрывки и обломки волокон с примесью мелкой минеральной пыли. Дисперсионные пыли, как правило, отличаются большим размером и широким диапазоном размеров частиц в случае твердой дисперсной фазы, имеющих часто разнообразную неправильную форму.

Конденсационные пыли, как правило, образуются при объемной конденсации пересыщенных паров и при химических реакциях веществ, находящихся в газообразном состоянии и ведущих к образованию нелетучих

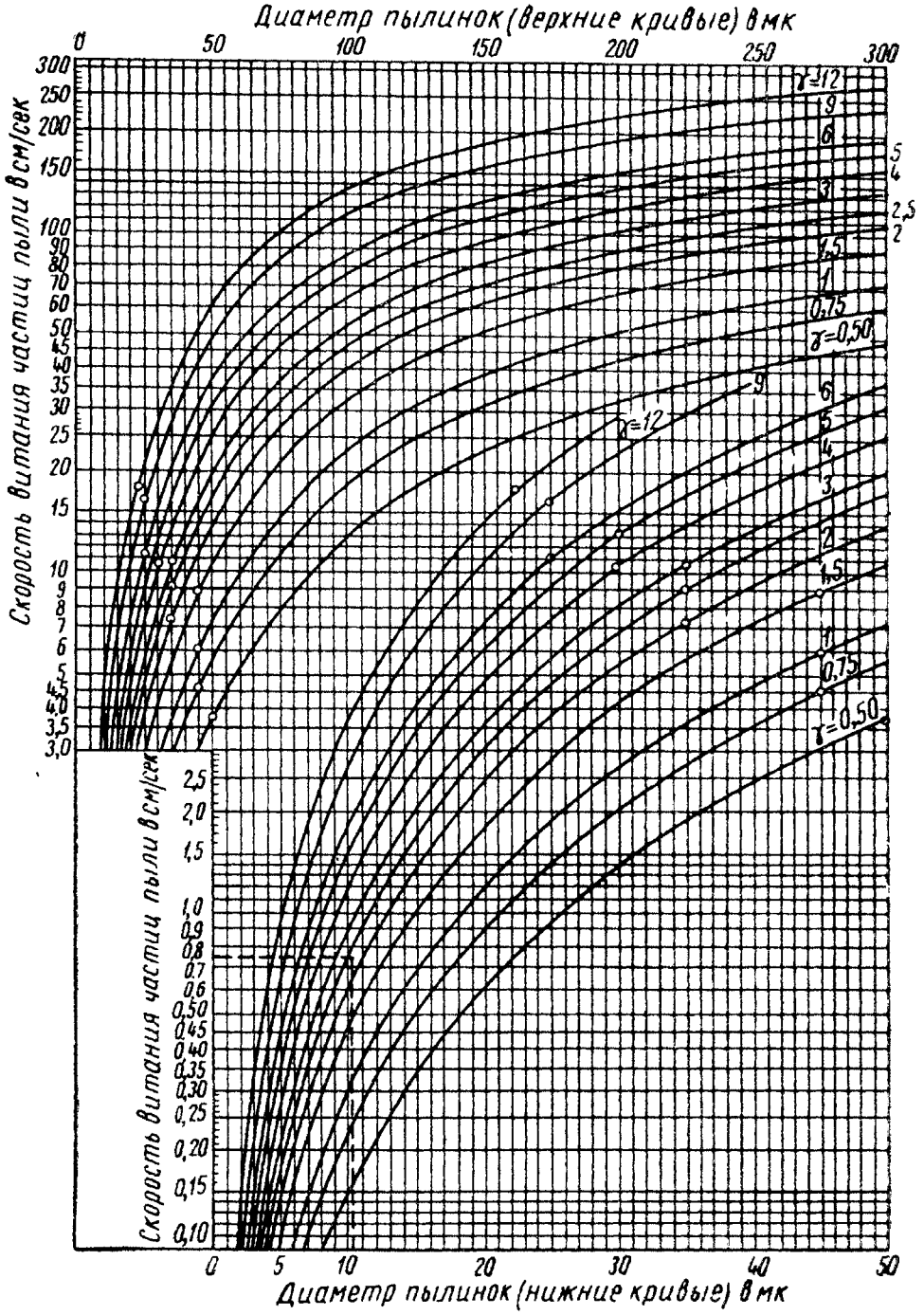


Рис. 4.1. Номограмма для определения скоростей витания частиц различного размера и удельного веса (γ, $г/см^3$) при температуре воздуха 20° С

продуктов (например, сажи), а также при плавке металлов, электрической и газовой сварке и др. Частицы склонны к быстрой коагуляции с образованием рыхлых агрегатов, состоящих из большого числа первичных частиц.

Коагуляция частиц происходит под действием поверхностных сил, главным образом молекулярных, а также сил электрического притяжения, и ведет к быстрому изменению свойств аэрозольной системы — ее «старению».

Различают *паракинетическую коагуляцию*, которая вызвана соударениями частиц, совершающих неупорядоченное тепловое или броуновское движение, и *ортокинетическую коагуляцию*, когда соударения обусловлены, кроме того, разницей в скоростях (например, между крупными частицами, быстро седиментирующими в гравитационном или инерционном поле и мелкими частицами).

в. ДИСПЕРСНОСТЬ ПЫЛЕЙ

Под дисперсностью пыли понимается совокупность размеров всех составляющих ее частиц. Размером частиц, как правило, называют: 1) размер в свету наименьших отверстий сита, через которые еще проходят данные частицы, — при ситовом определении дисперсного состава пыли; 2) диаметр шарообразных частиц или наибольший линейный размер частицы неправильной формы — при исследовании состава пыли при помощи микроскопов; 3) диаметр условных сферических частиц, обладающих таким же истинным удельным весом и скоростью витания, как данные частицы, — при определении дисперсного состава методом воздушного провеивания или жидкостной седиментации.

Дисперсный состав пыли может быть выражен одним из следующих способов:

в виде таблицы «полных проходов» частиц различных размеров через условное сито (в % по весу) от 0 до 5, 10, 20, 40, 60, 100, 200 *мк*;

в виде таблицы «частных остатков» на ряде условных сит размером (в % по весу) 0—5, 5—10, 10—20, 20—40, 40—60, 60—100, 100—200 *мк*;

в виде таблицы размеров частиц, характеризуемых рядом величин скоростей витания; в виде графиков распределения дисперсности.

Скорость витания шарообразных частиц — предельная скорость падения частицы в неподвижном воздухе или равная ей скорость вертикального потока, при котором частица оказывается во взвешенном состоянии («витает») — определяют по формуле

$$v_в = \frac{d^2\gamma}{18\eta}\ м/сек, \qquad (4.1)$$

где d — диаметр пылевой частицы в *м*;
γ — удельный вес материала частицы в *кг/м*³;
η — динамическая вязкость воздуха в условиях его очистки в *кг · сек/м*².

Величины динамической вязкости воздуха даны в табл. 4.1.

Скорость витания частиц при $t=20°$ С может быть определена также по номограмме (рис. 4.1).

Таблица 4.1

Динамическая вязкость воздуха η при давлении 760 *мм рт. ст.* в *кг · сек/м*²

Температура воздуха в °С	—20	—10	0	10	20	40	60	80	100
Величина $\eta \cdot 10^{-6}$	1,59	1,65	1,71	1,71	1,83	1,95	2,07	2,19	2,33

Пример 4.1. Определить скорость витания частицы диаметром $d=10$ *мк* $= 10 \cdot 10^{-6}$ *м* при удельном весе материала $\gamma = 2500$ *кг/м*³ и температуре воздуха 20° С.

Решение. По формуле (4.1)

$$v_в = \frac{(10 \cdot 10^{-6})^2\, 2500}{18 \cdot 1{,}83 \cdot 10^{-6}} = 0{,}0076\ м/сек, \text{ или } 0{,}76\ см/сек.$$

Этот же результат может быть получен по номограмме, приведенной на рис. 4.1.

По дисперсному составу различают пыли следующих основных классификационных групп (рис. 4.2): I группа — очень крупнодисперсная пыль; II группа — крупнодисперсная пыль (например, мелкозернистый кварцевый формовочный песок по ГОСТ 2138—56); III группа — среднедисперсные пыли (например, портландцемент по ГОСТ 10178—62); IV группа — мелкодисперсные пыли (например, кварц молотый пылевидный КП-3 по ГОСТ 9077—59, взвешенная атмосферная пыль); V группа — очень мелкодисперсная пыль.

Группа дисперсности пыли определяется при помощи номограммы (рис. 4.2) на основании данных о фракционном составе пылей, полученных опытным путем. Для удобства пользования на верхней горизонтальной шкале отложены размеры частиц d в *мк* для наиболее распространенного значения $\gamma = 2{,}5$ *г/см*³; при другом удельном весе частиц следует пользоваться шкалой скорости витания, определяя ее величину экспериментально или по формуле (4.1).

Номограмма разбита на пять зон (*I*—*V*), которые соответствуют классификационным группам пыли. Для определения группы заданной пыли на номограмму наносят точки, определяющие содержание известных фракций пыли, и соединяют эти точки прямыми линиями. Положение образованной прямой или ломаной линии в той или иной зоне номограммы обозначает принадлежность пыли к данной классификационной группе. Если линия дисперсности состава пыли, нанесенная на номограмму, не укладывается всеми точками в пределах одной зоны и пересекает линию, разделяющую смежные зоны, ее следует относить к верхней зоне.

Пример 4.2. Определить классификационную группу дисперсности пыли с $\gamma=2$ *г/см*³, которая имеет состав, указанный в табл. 4.2.

Таблица 4.2

Дисперсный состав пыли

Размеры частиц в *мк*	До 5	5—10	10—20	20—40	40—60	Более 60
Содержание фракций в «частных остатках» в % по весу	6	8	22	26	23	15

Решение. При помощи номограммы на рис. 4.1 находим скорости витания для каждой фракции и составляем табл. 4.3. Для каждой скорости витания на номограмме рис. 4.2 наносим точки и, соединив их прямыми линиями, получаем ломаную линию *АБ*. Линия расположилась в зоне *III*, следовательно, данная пыль относится к III группе.

Таблица 4.3

Дисперсный состав пыли

Показатели	Размеры частиц в *мк*					
	до 5	до 10	до 20	до 40	до 60	более 60
Скорость витания в *см/сек*	0,15	0,6	2,5	9,3	19	—
Содержание фракций по «полным проходам» в % по весу	6	14	36	62	85	100

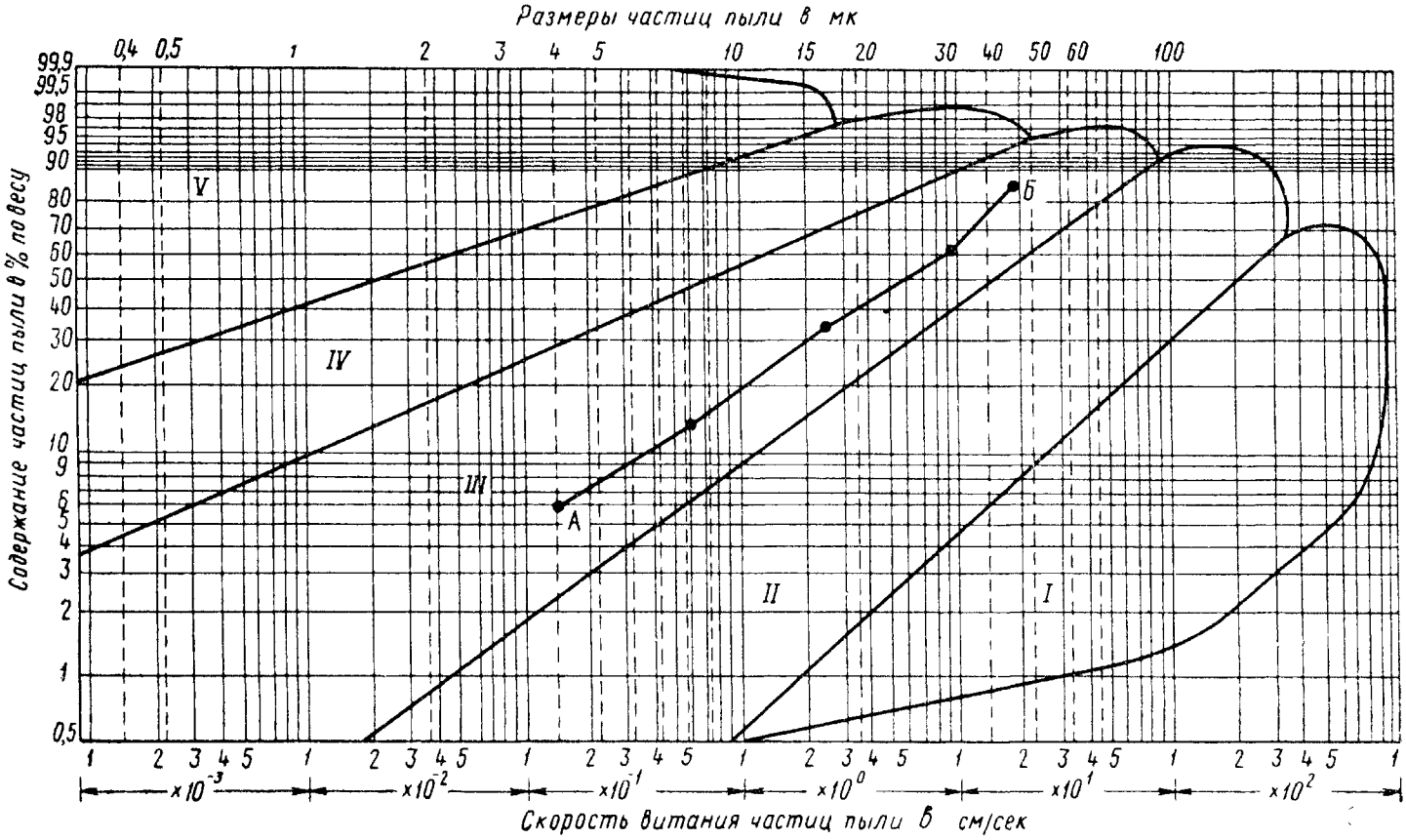


Рис. 4.2. Классификационная номограмма пылей

Г. КЛАССИФИКАЦИЯ ОБЕСПЫЛИВАЮЩЕГО ОБОРУДОВАНИЯ

Обеспыливающее оборудование подразделяется на следующие основные виды:

фильтры, применяемые для очистки от пыли наружного или рециркуляционного воздуха, который подается в помещения системами приточной вентиляции и кондиционирования воздуха;

пылеуловители, применяемые для улавливания пыли из воздушных выбросов вытяжных (аспирационных) вентиляционных систем при начальном пылесодержании, которое превышает допускаемое по санитарным нормам;

вспомогательное оборудование, применяемое совместно с пылеуловителями и фильтрами. К вспомогательному оборудованию относятся устройства, необходимые для комплектования основного обеспыливающего оборудования: для удаления уловленной пыли или пылевого шлама пылеуловителей, регенерации масел в масляных фильтрах, водяной промывки пылеуловителей и фильтров и др.

Основная классификация пылеуловителей и фильтров приведена в табл. 5 СНиП I-Г.5-62. В этой же таблице даны пределы эффективности пылеотделителей, в которых меньшее значение соответствует очистке воздуха от пыли, имеющей характеристику, которая лежит на нижней границе соответствующей зоны на рис. 4.2, а большее значение — очистке воздуха от пыли с характеристикой, приближающейся к верхней границе зоны дисперсности. При пользовании таблицей следует иметь в виду, что указанные в ней эффективности являются номинальными и соответствуют в основном условиям работы при низких начальных концентрациях пыли в очищаемом воздухе (приближающихся к верхнему пределу концентрации, при которых еще допускается выбрасывать загрязненный пылью воздух наружу без очистки).

Известно, что при повышении начальной концентрации эффективность пылеотделителей, как правило, возрастает. Поэтому при проектировании очистки выбросов рекомендуется пользоваться имеющимися опытными данными и материалами [1].

Приведенные в табл. 5 СНиП I-Г.5-62 величины гидравлического сопротивления соответствуют нормальным условиям применения оборудования. В отношении устойчивости к агрессивным средам, повышенным и пониженным температурам, влажности и другим особенностям применения к пылеуловителям и фильтрам могут предъявляться требования, указанные в табл. 6 СНиП I-Г.5-62.

Эффективность очистки воздуха — отношение веса пыли G_2, задержанной в пылеуловителе, к весу пыли G_1, поступившей в пылеуловитель, определяется по формуле

$$Э = \frac{G_2}{G_1} 100\%. \qquad (4.2)$$

Эффективность очистки воздуха может определяться также из отношения разности начальной весовой концентрации пыли в воздухе, подлежащем очистке, и в очищенном воздухе, к начальной концентрации

$$Э = \frac{\sigma_2 - \sigma_1}{\sigma_2} 100\%. \qquad (4.3)$$

[1] ГПИ Сантехпроект. Рекомендуемые схемы очистки вентиляционных выбросов, вып. 1, 1965.
То же, вып. II, 1966.

4.2. ОЧИСТКА ПРИТОЧНОГО И РЕЦИРКУЛЯЦИОННОГО ВОЗДУХА

А. ТРЕБОВАНИЯ К ОЧИСТКЕ ПРИТОЧНОГО И РЕЦИРКУЛЯЦИОННОГО ВОЗДУХА

Необходимость в очистке наружного воздуха, подаваемого в помещения системами приточной вентиляции, определяется состоянием воздуха в районе воздухозабора и требованиями к чистоте воздуха в помещениях.

Санитарные нормы СН 245—63 ограничивают предельно допускаемые концентрации пыли в атмосферном воздухе населенных пунктов величинами, указанными в приложении 4. В действительности концентрации пыли могут быть в некоторых случаях значительно больше, вследствие чего при выборе и расчете фильтров рекомендуется учитывать также показатели степени загрязнения атмосферного воздуха по данным натурных исследований.

Очистку наружного воздуха следует предусматривать в случаях, когда среднесуточная либо максимальная концентрация пыли в районе расположения зданий или вблизи места забора воздуха систематически превышает значения, указанные в приложении 4 СН 245—63.

Очистка наружного воздуха, подаваемого системами приточной вентиляции, воздушного отопления и кондиционирования воздуха с механическим побуждением в производственные здания, должна производиться согласно указаниям п. 1.4 справочника.

В уникальных общественных зданиях, в особенности при устройстве в них кондиционирования, очистка воздуха проектируется вне зависимости от концентрации пыли в наружном воздухе в целях предохранения от порчи отделки внутренних поверхностей, мебели и др. пылью, содержащейся как в наружном, так и в рециркулирующем в системе кондиционирования воздухе.

Очистка наружного воздуха может предусматриваться также для защиты от пыли вентиляционного оборудования или если она обусловлена технологическими требованиями к чистоте воздуха производственных помещений.

Очистка рециркуляционного воздуха должна производиться исходя из условия, чтобы в подаваемом в помещение воздухе содержалось не более 30% допускаемой концентрации пыли в воздухе рабочих помещений.

Б. ВЫБОР И РАСЧЕТ ФИЛЬТРОВ ДЛЯ ОЧИСТКИ НАРУЖНОГО И РЕЦИРКУЛЯЦИОННОГО ВОЗДУХА

Выбор типа фильтра и необходимой его эффективности (остаточной концентрации пыли в воздухе после очистки) производится с учетом требования к степени чистоты воздуха, условий эксплуатации и стоимости очистки. Для помещений, к чистоте которых не предъявляются повышенные требования, следует ограничиваться эффективностью $Э=60 \div 80\%$. Для очистки от пыли наружного и рециркуляционного воздуха должны применяться воздушные фильтры, указанные в табл. 5 СНиП I-Г.5-62. Классификация фильтров, приведенная в этой таблице, определяется основными показателями, приведенными в табл. 4.4.

Фильтры III класса применяются главным образом для очистки воздуха, подаваемого в помещения, от относительно крупных частиц (более 10 *мк*).

Фильтры II класса очищают воздух практически от всех частиц, представляющих опасность для человеческого организма, и применимы также для большинства технологических процессов, предъявляющих повышенные требования к чистоте воздуха. В целях продления срока службы фильтры II класса целесообразно сочетать с фильтрами III класса.

Фильтры I класса являются фильтрами специального назначения. Они предназначаются для практически полного обеспыливания воздуха от пылевых частиц всех размеров и улавливания находящихся в воздухе микроорганизмов. В связи с этим фильтры I класса применяются для технологической очистки воздуха при изготовлении изделий, очень чувствительных к попаданию пыли, а также для стерилизации воздуха. Фильтры I класса применяются в комбинации с фильтрами II и III классов в качестве последней ступени очистки. Применение фильтров I класса рекомендуется только при наличии специальных требований.

Таблица 4.4

Классификация воздушных фильтров по величине *Э*

Класс фильтров	Эффективное улавливание частиц размером в *мк*	Порядок величин скоростей фильтрации в *сек* при сопротивлении 10 *кГ/м²*	Усредненная эффективность при очистке атмосферного воздуха в % (не менее)
I	Менее 1	Сантиметры	99
II	Более 1	Дециметры	85
III	„ 10	Метры	60

При проектировании необходимо учитывать пылеемкость фильтров, т. е. то количество пыли, которое может быть уловлено и накоплено в конструкции фильтра в период между его регенерацией, сменой или разгрузкой. Частота производства этих операций определяется изменением эффективности и сопротивления фильтров по мере исчерпания их пылеемкости, а также условиями эксплуатации фильтров. Пылеемкость фильтров должна допускать работу без смены, регенерации или очистки в течение не менее одного, а желательно двух-трех месяцев и более.

При проектировании рекомендуется задаваться изменением сопротивления фильтра (по мере его запыления) в 2—3 раза против начального. Эта величина должна выбираться в зависимости от характеристики фильтров, а также побудителя тяги и вентиляционной сети с учетом возможного в каждом случае уменьшения расхода воздуха в системе.

При применении масляных самоочищающихся или рулонных фильтров таким же путем следует определять время между передвижками (перестановками) фильтрующих панелей, если эта операция выполняется периодически. При непрерывной передвижке полотна сопротивление фильтра практически будет постоянным.

Пример 4.3. Определить время насыщения пылью четырех ячеек фильтров Рекк (ФяР) модели М при очистке наружного воздуха в количестве $L=6000$ *м³/ч* с начальным его пылесодержанием 0,4 *мг/м³*, эффективности фильтра 75% и двухсменной работе. Конечное сопротивление фильтров может достигать 12 *кГ/м²*. Заполнение фильтров — по пять сеток с ячейками размером 2,5 *мм*, четыре — с ячейками размером 1,2 *мм* и три — с ячейками размером 0,63 *мм*.

Решение. Общая пылеемкость четырех ячеек фильтра Рекк в данных условиях составляет $G_ф=0{,}22 \cdot 4 \cdot 2000=1760$ *г*, или 1 760 000 *мг*.

Время насыщения фильтров пылью

$$t=\frac{1\,760\,000}{6000 \cdot 0{,}4 \cdot 0{,}75}=977, \text{ или } \frac{977}{14 \cdot 25} \approx 2{,}8 \text{ месяца.}$$

Расчет фильтров производится в следующей последовательности:

исходя из предельной величины сопротивления фильтра, которое может быть допущено в проектируемой системе, и из типа фильтра, выбранного в соответствии с требованиями к эффективности очистки воздуха, задаются воздушной нагрузкой и начальным сопротивлением фильтра;

по начальному пылесодержанию и эффективности фильтра определяют количество пыли, уловленное фильтром в единицу времени;

по пылевой характеристике фильтра (см. далее) определяют продолжительность работы фильтра, т. е. время, за которое будет использован перепад между принятым начальным и допустимым конечным сопротивлением фильтра. В случае, если это время меньше, чем может быть допущено по условиям эксплуатации, принимают меньшую воздушную нагрузку, более пылеемкий тип фильтра либо рассматривают возможность использования большего перепада давления в фильтре.

Начальное пылесодержание наружного и рециркуляционного воздуха желательно принимать по опытным данным, относящимся непосредственно к проектируемому объекту. При отсутствии таких данных начальное пылесодержание наружного воздуха принимается по приложению 4 СН 245—63, а содержание пыли в рециркуляционном воздухе принимают равным предельно допустимой концентрации данной пыли в воздухе рабочей зоны.

При большой начальной концентрации пыли или при необходимости особо тщательной очистки воздуха применяют многоступенчатую очистку.

в. МАСЛЯНЫЕ ВОЗДУШНЫЕ ФИЛЬТРЫ

В масляных фильтрах, все известные модификации которых по своим основным показателям соответствуют III классу, очистка воздуха происходит главным образом в результате инерционной сепарации пылевых частиц на поверхностях пористого слоя и связывания частиц вязкими масляными пленками, создаваемыми на этих пористых поверхностях. Пористые слои фильтров создаются путем использования металлических сеток, перфорированных и штампованных металлических листов, керамических колец (кольца Рашига) и др.

Масла, применяемые для замасливания фильтров, должны быть достаточно вязкими, не иметь запаха, медленно сохнуть и иметь температуру застывания примерно на 5° ниже минимальной температуры очищаемого воздуха.

В табл. 4.5 приведены основные показатели применяемых для фильтров масел.

При положительных температурах вязкость некоторых из указанных сортов масел становится слишком мала. Поэтому в районах, которым свойственны очень низкие температуры зимой и высокие летом, целесообразно использовать разные замасливатели для летнего и зимнего периодов.

В конструктивном отношении масляные фильтры подразделяются на два основных вида: ячейковые и самоочищающиеся.

Ячейковые фильтры представляют собой металлические разъемные коробки, заполненные фильтрующим слоем.

Ячейковые сетчатые фильтры конструкции Е. В. Рекк заполняются гофрированными стальными сетками с ячейками размером 0,63—2,5 *мм*. Сетки укладываются так, чтобы размер ячеек убывал в направлении движения воздуха. В фильтрах имеются установочные рамки. Основные размеры унифицированной ячейки фильтров Рекк (ФяР) производства Крюковского вентиляторного завода и ее технические данные приведены в приложении IV.

На рис. 4.3 приведены аэродинамические характеристики фильтров. Графиком можно пользоваться для выбора воздушной нагрузки на фильтры с учетом начального сопротивления незапыленных фильтров. На рис. 4.4 приведены пылевые характеристики фильтров.

Таблица 4.5

Основные показатели масел, применяемых для воздушных фильтров

Показатели	Масло				
	висциновое (ГОСТ 7611—55)	индустриальное (ГОСТ 1707—51)	трансформаторное (ГОСТ 982—56)	АМГ-10 (ГОСТ 6794—53)	МК-8 (ГОСТ 6457—66)
Вязкость сот при 50° С	19—24	10—14 / 17—23	9,6	9—12	8,3
Отношение вязкостей при 20 и 50° С	5,2	Не нормируется	3,13	3—5	3,61
Температура застывания в °С, не выше	—20	—30 / —20	—45	—45	—55
Кислотное число	Не нормируется	0,14 / 0,14	0,05	0,02	0,04
Температура вспышки в °С, не ниже	165	165 / 170	135	135	135
Содержание смолистых веществ в %	6—10	Не нормируется	Отсутствует		

Примечание. В числителе приведены данные для масла марки 2, а в знаменателе — для масла марки 3.

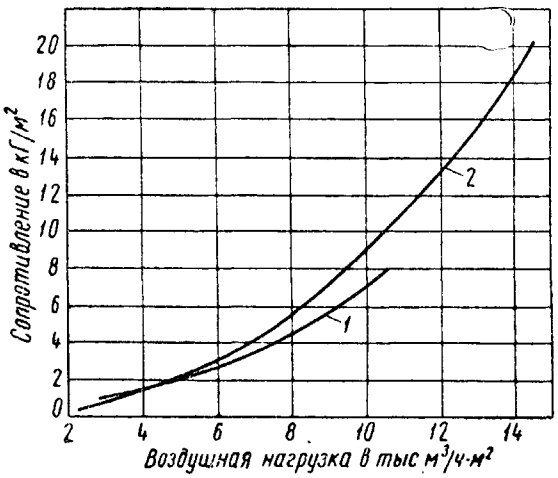


Рис. 4.3. Аэродинамические характеристики ячейковых фильтров

1 — типа ФяР с заполнением пяти сеток ячейками размером 2,5 *мм*, четырех — ячейками размером 1,2 *мм* и трех — ячейками размером 0,63 *мм*; *2* — типа ФяВ

График построен по экспериментальным данным при удельной воздушной нагрузке 6000 $м^3/ч \cdot м^2$. В случае

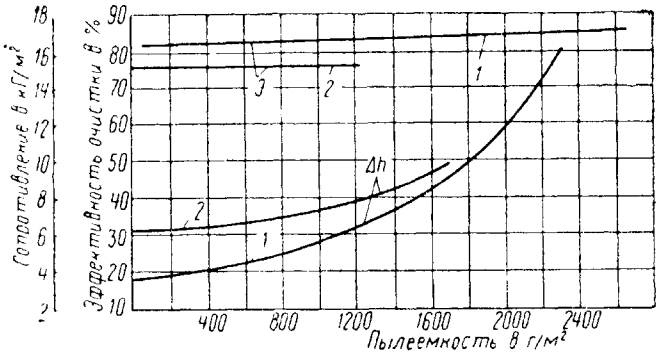


Рис. 4.4. Пылевые характеристики ячейковых фильтров

1 — типа ФяР с заполнением из пяти сеток ячейками размером 2,5 *мм*, четырех — ячейками размером 1,2 *мм* и трех — ячейками размером 0,63 *мм*; *2* — типа ФяВ

когда принимается удельная воздушная нагрузка, отличающаяся от указанной, ориентировочная характеристика фильтров может быть получена путем перенесения кривой параллельно начальному положению в точку, соответствующую начальному сопротивлению при выбранной нагрузке.

Эффективность фильтров несколько увеличивается с повышением воздушной нагрузки. Это увеличение невелико и при практических расчетах эффективность фильтров при всех нагрузках может приниматься постоянной.

Фильтры Фя могут применяться в виде отдельных ячеек, укрепляемых в конструкцию обеспыливающего устройства в виде плоских панелей или полочных стеллажей (рис. 4.5). В первом случае для установки и укрепления ячеек пользуются установочными рамками, в которых ячейки фильтров закрепляются при помощи

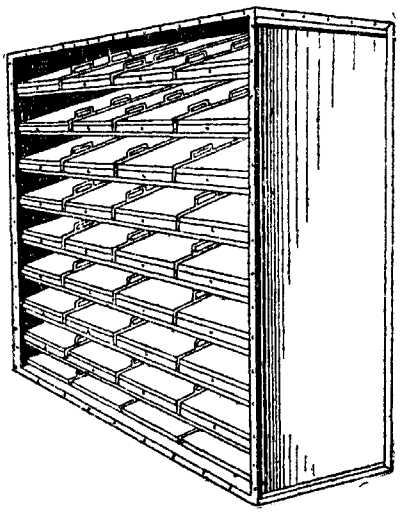


Рис. 4.5. Полочный стеллаж для ячейковых фильтров

защелок. Рамки имеют войлочные прокладки для предупреждения подсоса воздуха между задними стенками коробок фильтров и внутренними поверхностями задних стенок установочных рамок.

Полочные стеллажи представляют собой сварную конструкцию. Фильтры устанавливаются на полках через уплотнительные прокладки, без дополнительного крепления (см. рис. 4.5). Технические данные стеллажей производства Харьковского завода кондиционеров приведены в табл. 4.6.

По своим присоединительным размерам стеллажи приспособлены для монтажа в центральных кондиционерах соответствующей производительности.

Регенерация фильтров производится путем их промывки в ванне с горячим (40—60° С) содовым раствором (1 вес. ч. каустической соды на 10 вес. ч. воды) с последующим их замасливанием.

Аналогичный ячейковый фильтр типа ФяВ выпускается Крюковским вентиляторным заводом с заполнением 12 гофрированными сетками из винипласта. Сетки укладываются в коробку фильтров так, чтобы гофры прилегающих сеток были перпендикулярны друг другу.

Таблица 4.6

Технические данные стеллажей для ячейковых фильтров

Наибольшая пропускная способность в $м^3/ч$	Тип стеллажей	Высота в свету в *мм*	Ширина в свету в *мм*	Количество ячеек в шт.	Живое сечение в $м^2$	Вес в *кг*
10 000	Кд 1005	1300	776	7	1,54	240
20 000	Кд 2005	1300	1535	21	4,62	370
40 000	Кд 4005	1800	2046	35	7,93	605

Основные размеры фильтра и его технические данные приведены на рис. 4.3 и 4.4, а также в приложении IV.

Фильтры ФяВ могут применяться масляные, сухие или с орошением их водой.

Из самоочищающихся масляных фильтров широкое распространение имеют фильтры типа Кд производительностью 2500—240 000 $м^3/ч$. Эти фильтры представляют собой металлическую сварную станину, в верхней и нижней частях которой установлены горизонтальные валы; между валами движутся в виде непрерывной ленты панели из пружинной стержневой сетки. Валы фильтров приводятся в движение или ручными приводами (в фильтрах производительностью до 10 000 $м^3/ч$), или механическими (для большей производительности).

Нижние валы являются натяжными и находятся в ванне с маслом. Панели, огибая нижний вал, промываются в масле. В этой части ванн установлены мешалки для взмучивания осадка перед удалением отработанного масла. Технические данные фильтров приводятся в приложении III.

Для нормальной работы фильтров воздух должен распределяться по рабочему сечению фильтров так, чтобы скорость набегающего потока не превышала 2,5 *м/сек* во избежание прогиба фильтрующих панелей и уноса масла из фильтра[1]. С этой же целью при компоновке фильтров в камерах следует избегать внезапных расширений или сужений сечения или поворотов потока, которые могут вызвать местные повышения его скорости, в особенности в нижней части фильтра. При невозможности по местным условиям избежать этого следует применять воздухораспределительные решетки (например, из перфорированных стальных листов, сеток и др.).

[1] Указанные в приложениях III и IV номинальные пропускные способности обусловлены производительностью соответствующих типоразмеров кондиционеров Кд и не вполне отвечают условиям надежной работы фильтров.

Коэффициент местного сопротивления решеток определяется по формуле И. Е. Идельчика

$$\zeta \geqslant \left(\frac{F_ф}{F_п}\right)^2 - 1, \qquad (4.4)$$

где $F_ф$ — площадь фильтра в $м^2$;
$F_п$ — площадь потока в его суженном сечении в $м^2$.

В настоящее время начинается производство фильтров типа ФШ с механизированным удалением шлама, приспособленных к более тяжелым условиям работы. Основные их размеры и технические данные приведены в приложении IV.

При пропускной способности фильтровальных установок свыше 120 тыс. $м^3/ч$, а при повышенной запыленности воздуха при меньших пропускных способностях следует проектировать централизованное маслоснабжение масляных фильтров всех типов.

г. ВОЛОКНИСТЫЕ ВОЗДУШНЫЕ ФИЛЬТРЫ

По конструктивным особенностям волокнистые фильтры подразделяются на ячейковые и рулонные.

Ячейковые фильтры имеют две основные формы исполнения — плоскую и складчатую. Заполнение плоских ячейковых фильтров производится рыхлыми волокнистыми материалами толщиной 25—50 *мм*. В складчатых фильтрах могут применяться также более плотные материалы, которые укладываются в конструкцию фильтра так, что образуют складки, позволяющие развить фильтрующую поверхность и повысить пропускную способность фильтра.

Как правило, фильтрующий материал после использования выбрасывается, однако существуют волокнистые материалы, которые можно очищать промывкой, продувкой или при помощи пылесосов, после чего использовать повторно. Выбросные фильтрующие материалы перед их применением, как правило, слегка промасливаются.

Бумажные фильтры типа К-53 (см. приложение IV) по эффективности могут быть отнесены к фильтрам II класса. В фильтрах используются алигнин и шелковка. Фильтры изготовляются по чертежам НИИ санитарной техники (НИИСТ) и других организаций по отдельным заказам.

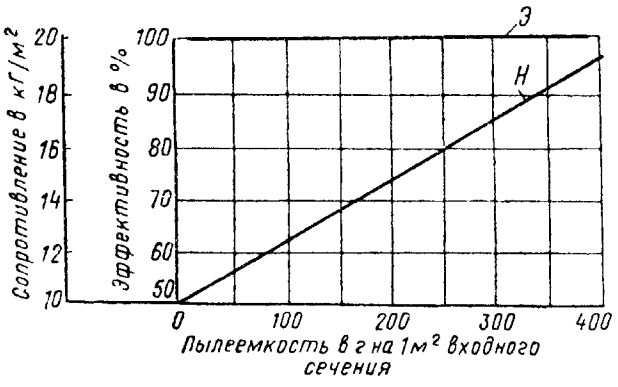


Рис. 4.6. Характеристики ячейки фильтра ФяЛ (типа ЛАИК)

В фильтрах типа ЛАИК (лаборатории аэрозолей Физико-химического института им. Л. Я. Карпова) используются фильтрующие материалы ФПП и ФПА, которые относятся к I классу и по своей эффективности могут рассматриваться как «абсолютные фильтры». На рис. 4.6 показаны аэродинамическая и пылевая характеристики фильтра ФяЛ (типа ЛАИК) производства Серпуховского механического завода при воздушной нагрузке 125 $м^3/м^2 \cdot ч$. Как видно из графика, фильтр обладает практически 100%-ной эффективностью. Фильтр изготовляется в виде разборной металлической ячейки (приложение IV).

Фильтры могут собираться в установки большой пропускной способности (до 120 тыс. $м^3/ч$) в виде плоских панелей и фильтр-камер (рис. 4.7). Чертежи камер разработаны НИИСТ для кондиционеров производительностью 20, 40, 60, 80 и 120 тыс. $м^3/ч$. Промышленностью

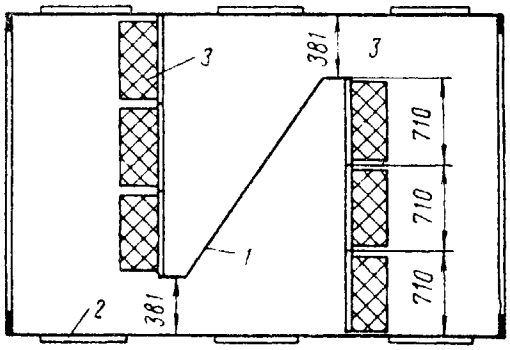


Рис. 4.7. Фильтр-камера большой производительности для установки фильтров типа ФяЛ конструкции НИИСТ

1 — перемычка; *2* — двери для входа; *3* — фильтры

камеры не выпускаются, и при необходимости они должны изготовляться на заводах монтажных организаций.

Пылеемкость материалов типа ФП очень мала (см. рис. 4.6), вследствие чего эти относительно дорогие фильтры рекомендуется применять в качестве последней ступени очистки, устанавливая их по возможности в конце воздушного тракта, на выпуске воздуха в помещение.

Рулонный фильтр Симферопольского машиностроительного завода и Серпуховского механического завода (см. приложение IV) представляет собой прямоугольный коробчатый каркас, в верхней части которого установлен барабан с намотанным на него полотнищем фильтрующего материала. Свободный конец полотнища закреплен на нижнем барабане, который приводится во вращение от редукторного привода. По мере загрязнения материала он автоматически перематывается с верхнего барабана на нижний. Для разгрузки материала от растягивающих усилий решетка, на которую опирается материал, выполняется в виде вертикального транспортера, перемещающегося одновременно с материалом.

В качестве фильтрующего материала для рулонных фильтров применяют материал ФСВУ производства Ивотского стекольного завода (для фильтров типа ФРУ) или нетканый материал типа ФВН производства Моршанской суконной фабрики (для фильтра типа ФРП). Материал типа ФВН предназначен главным образом для улавливания волокнистой пыли текстильных предприятий. Эффективность рулонного фильт-

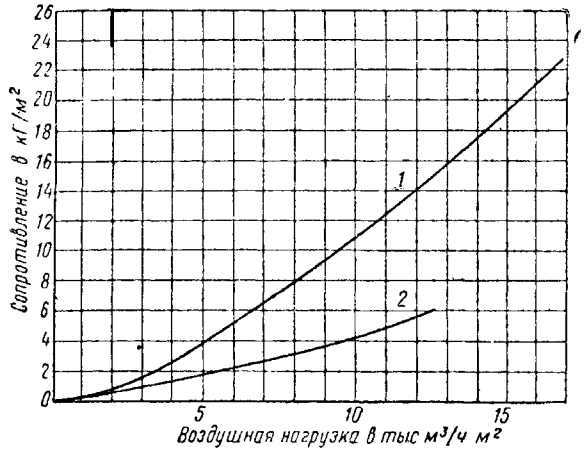


Рис. 4.8. Аэродинамические характеристики материалов

1 — типа ФВН; *2* — типа ФСВУ

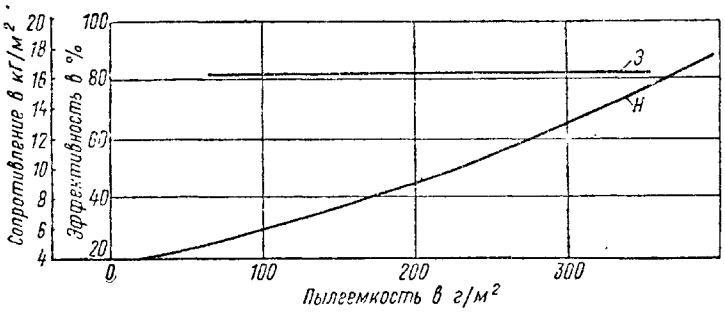


Рис. 4.9. Пылевая характеристика материала ФСВУ

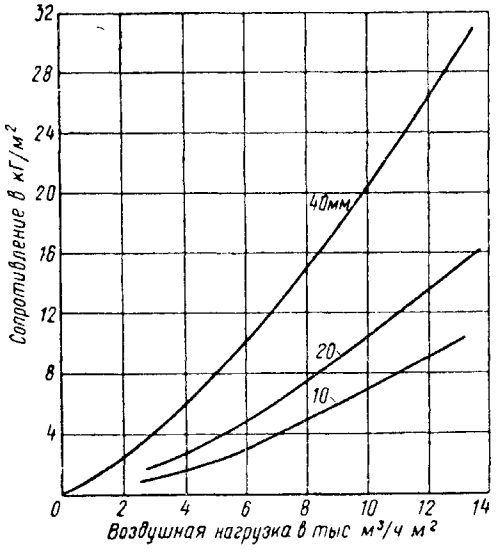


Рис. 4.10. Аэродинамические характеристики губчатых фильтров при толщине фильтрующего слоя 10, 20 и 40 *мм*

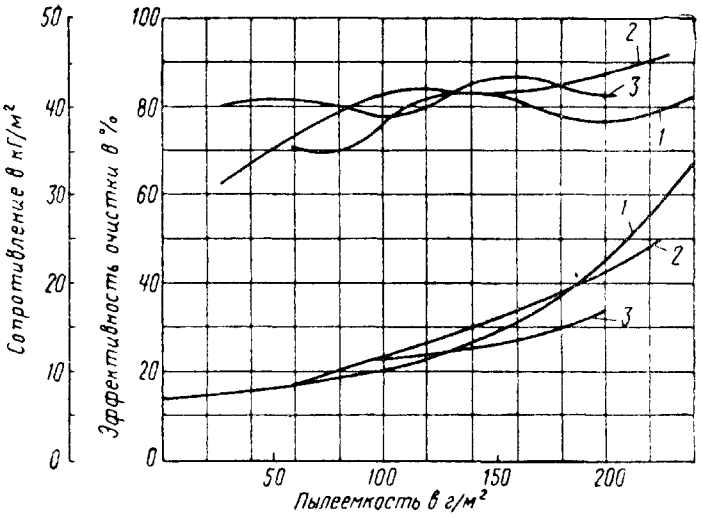


Рис. 4.11. Пылевая характеристика губчатого фильтра толщиной 20 *мм*

ра с материалом ФВН в этих условиях составляет 95—96%. Аэродинамическая характеристика материала ФВН (смесь 80% хлопка и 20% капрона) приведена на рис. 4.8.

Стекловолокнистый фильтрующий материал ФСВУ изготовляется из упругого стекловолокна специального производства, связанного синтетическими смолами и слегка промасленного. По эффективности эти материалы относятся к III классу.

На рис. 4.8 показана аэродинамическая характеристика материала ФСВУ, а на рис. 4.9 — его пылевая характеристика при воздушной нагрузке 10 000 $м^3/м^2 \cdot ч$. Габаритные размеры и технические данные рулонных фильтров, а также плоских ячейковых фильтров типа Фя с заполнением ФСВУ приведены в приложении IV. В целях экономии фильтрующих материалов при ограниченном давлении рекомендуется принимать воздушные нагрузки не более 8000 $м^3/м^2 \cdot ч$.

Д. ГУБЧАТЫЕ ВОЗДУШНЫЕ ФИЛЬТРЫ

В губчатых воздушных фильтрах используется фильтрующий материал, полученный путем обработки пенополиуретана (паропласт полиуретановый).

Пенополиуретан (ППУ) представляет собой полимерный материал губчатосотовой структуры. Рошальский химический комбинат производит самозатухающий ППУ по СТУ 35—ХП № 598-63, имеющий $\gamma = 35 \div 55$ $кг/м^3$ и предел прочности на разрыв не менее 1—0,8 $кГ/см^2$. Поры ППУ разделены тонкими упругими перегородками, вследствие чего товарный ППУ обладает большим аэродинамическим сопротивлением. Для возможности использования ППУ в воздушных фильтрах материал должен подвергаться специальной обработке, повышающей его воздухопроницаемость. На рис. 4.10 показаны аэродинамические характеристики губчатых фильтров разной толщины. Пылевая характеристика материала толщиной 20 *мм* показана на рис. 4.11 (кривая *1*). Кривые *2* и *3* представляют соответственно эффективность и сопротивление материала после первой и второй регенерации. Фильтры из модифицированного полиуретана легко регенерируются промывкой в воде или при помощи пылесоса.

Губчатые фильтры могут применяться в плоских ячейках типа ФяП (см. приложение IV), изготовляемых Крюковским вентиляторным заводом.

При горении ППУ образуются высокотоксичные вещества, вследствие чего для изготовления фильтров должен применяться самозатухающий материал, выпускаемый промышленностью по указанным СТУ.

Е. ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ ВОЗДУШНЫЕ ФИЛЬТРЫ

Электрические фильтры (электрофильтры) относятся ко II классу. Принципиальная схема электрофильтра показана на рис. 4.12. Фильтр состоит из следующих основных элементов: ионизационной решетки с проволочными электродами, натянутыми в промежутках между заземленными электродами из трубок, пластин и др., осадительного пакета из тонких пластин, попеременно заземленных и находящихся под напряжением, и питающего устройства для снабжения фильтра выпрямленным током высокого напряжения. Напряжение на коронирующих электродах — 13 000—15 000 *в*, на осадительных — 6500—7500 *в*. При проходе воздуха через ионизационную зону содержащиеся в нем пылевые частицы приобретают положительный заряд. В осадительной зоне заряженные частицы осаждаются на заземленных пластинках.

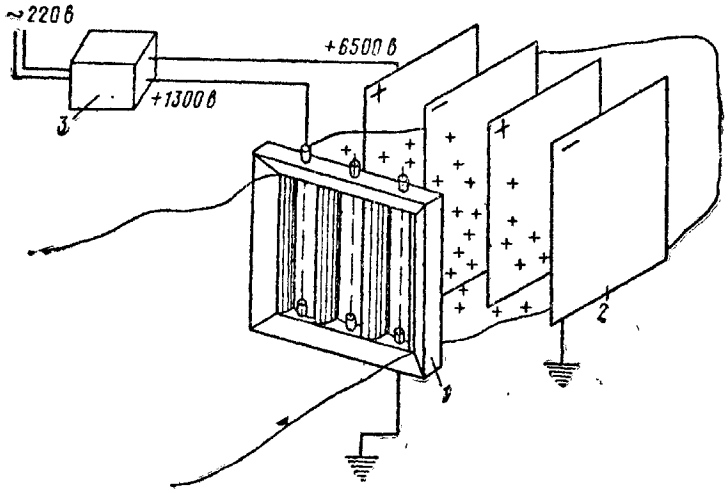


Рис. 4.12. Принципиальная схема двухзонального электрического фильтра

1 — ионизационная зона; *2* — осадительная зона; *3* — питающее устройство

Очистка фильтра производится периодическими промывками водой через распылительные приспособления. В целях повышения эффективности фильтра осадительные электроды после промывки иногда покрываются вязкими жидкостями — замасливателями. В фильтрах с сухими (незамасленными) осадительными электродами может происходить срыв отложившейся пыли, для улавливания которой устанавливается противоуносный фильтр III класса обычно из материала ФСВУ или ППУ.

Фильтр типа ФЭ Серпуховского механического завода собирается из унифицированных фильтрующих элементов в металлическом корпусе. Начальное сопротивление фильтра, оборудованного противоуносным устройством, составляет около 4 *кГ/м*^{2}, а фильтра без противоуносного устройства — 0,5 *кГ/м*^{2}.

В случаях, когда воздух, поступающий в электрофильтр, не подвергался предварительной очистке, перед ним следует устанавливать сетку с ячейками размером 2—3 *мм* для предохранения от попадания в фильтр волокон и других крупных частиц, способных вызвать электрические пробои.

Габаритные размеры и технические данные фильтров ФЭ приведены в приложении IV.

В приложении IV показан также электрофильтр типа ЭФ-2 того же вида производительностью до 2000 *м*^{3}/*ч* производства Казанского завода медаппаратуры, применяемый при вентиляции операционных помещений.

Для фильтров ФЭ и ЭФ применяются полупроводниковые источники питания типа В-13/6,5-30 завода «Мосрентген». Агрегат может питать током фильтр или группу фильтров пропускной способностью до 40 000 *м*^{3}/*ч*.

Технические показатели источников питания В-13/6,5-30

Габаритные размеры . . .	260×270×440 *мм*
Сила номинального тока . .	2—30 *ма*
Вес	28 *кг*

4.3. ОЧИСТКА ВОЗДУШНЫХ ВЫБРОСОВ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ СИСТЕМ

А. ВЫБОР И РАСЧЕТ ПЫЛЕУЛОВИТЕЛЕЙ ДЛЯ ОЧИСТКИ ЗАПЫЛЕННЫХ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ ВЫБРОСОВ

Предельно допустимые концентрации содержания пыли в выбросах устанавливаются в зависимости от ее предельно допустимой концентрации в воздухе рабочей зоны производственных помещений (табл. 4.7).

Выбросы, которые содержат пыль в количестве, не превышающем допустимого содержания, разрешается не подвергать очистке.

Выбор и расчет пылеуловителей должны производиться на основании и с учетом дисперсности пыли, начальной и допускаемой остаточной концентрации пыли, способности пыли к налипанию, комкованию и коагуляции, температуры пылевоздушной смеси и ее влажности, наличия газообразных или жидких примесей, обладающих корродирующими свойствами, абразивности и взрывоопасности пыли.

Таблица 4.7

Предельно допустимые концентрации пыли в воздухе, выбрасываемом в атмосферу, в *мг/м*^{3}

Предельно допустимые концентрации пыли в воздухе рабочей зоны производственных помещений в *мг/м*^{3}	2	4	6	10
Допускаемые концентрации в выбросе в *мг/м*^{3}	30	60	80	100

Расчетная эффективность обеспыливающего оборудования, как правило, должна приниматься по фактическим данным, основанным на использовании данного оборудования в аналогичных условиях [1].

[1] См. сноску к стр. 66.

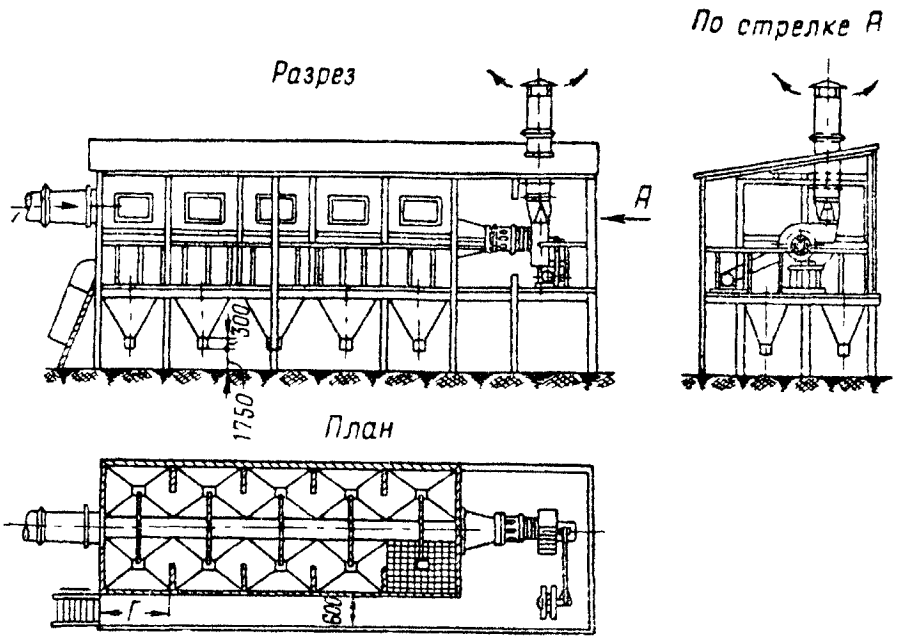


Рис. 4.13. Пылеосадочная камера конструкции В. В. Батурина

При большой начальной концентрации пыли в очищаемых выбросах следует применять двух- и многоступенчатую очистку.

Очистка может быть сухой и мокрой. При применении мокрых пылеуловителей следует учитывать технические сложности, возникающие при эксплуатации шламового хозяйства, и по возможности снижать начальную концентрацию пыли при помощи сухих пылеуловителей для предварительной очистки.

Б. ПЫЛЕОСАДОЧНЫЕ КАМЕРЫ

Пылеосадочные камеры предназначаются для отделения крупнодисперсных пылей I и II групп дисперсности, но могут применяться также для отделения мелкодисперсной пыли в качестве первой ступени очистки. В пылеосадочных камерах отделение пыли происходит в результате ее осаждения под действием собственного веса. Эффективность камер определяется временем, в течение которого происходит осаждение пылевых частиц, и поэтому при ограниченной длине камеры она зависит от скорости запыленного потока. Следует стремиться к максимальному увеличению площади поперечного сечения камер за счет увеличения их ширины, принимая одновременно необходимые меры для обеспечения равномерного распределения потока по всему сечению. Среднюю скорость потока следует принимать не более 0,6 *м/сек*.

Пылеосадочные камеры применяются в трех основных исполнениях: простейшие, выполняемые обычно путем расширения канала; полочные, разделенные по высоте полками для уменьшения необходимого времени осаждения; лабиринтные конструкции В. В. Батурина с удлиненным (путем введения поперечных перегородок) газовым трактом (рис. 4.13).

При определении размеров камер В. В. Батурина среднюю скорость воздуха во входном отверстии следует принимать 6—8 *м/сек*. Над пылесборными бункерами устанавливаются решетки с ячейками размером около 25×25 *мм*. Коэффициент местного сопротивления лабиринтной камеры В. В. Батурина, отнесенный к скорости во входном отверстии, принимается $\zeta = 2{,}5$.

Удаление осевшего материала рекомендуется механизировать. При улавливании горючей пыли камеры должны быть оборудованы автоматическими дождевальными установками.

В. ЦИКЛОННЫЕ ПЫЛЕУЛОВИТЕЛИ

Циклоны применяются для очистки вентиляционных выбросов, содержащих сухую неслипающуюся пыль I, II и III групп дисперсности. Они могут применяться также для отделения более мелкодисперсных пылей в качестве первой ступени очистки.

Отделение пыли в циклонах происходит вследствие продолжительного изменения направления движения потока запыленных газов при его закручивании. При этом пылевые частицы, траектория которых в силу их большой инерции искривляется в меньшей степени, сепарируются из потока в направлении стенок циклона. Те из частиц, которые обладают достаточно большой массой, достигают их и теряют свою скорость. Скорость обогащенных пылью периферийных слоев течения постепенно замедляется, и последние переходят в осадительный бункер, где происходит окончательное осаждение пыли. Очищенный воздух образует внутреннее восходящее течение циклона, которое, также вращаясь, движется в направлении, обратном нисходящему течению, и выходит из циклона через его выхлопную трубу.

В качестве циклонов общего назначения следует применять аппараты, изготовленные по нормалям и схемам НИИОГаз. Наиболее эффективными являются циклоны ЦН-11, обладающие несколько повышенным сопротивлением. В приложении IV приводятся данные по наиболее распространенным циклонам ЦН-15. Эффективность этих циклонов при расчетах должна приниматься по опытным данным. С уменьшением размеров циклонных аппаратов их эффективность повышается. Допускается производить определение эффективности циклонов путем расчета на основании экспериментальных данных о их фракционной эффективности.

Различают следующие основные виды циклонных аппаратов.

1. *Циклоны большой производительности* — одиночные циклоны большого диаметра (более 800 *мм*). Применение циклонов диаметром более 1700 *мм* не рекомендуется.

Аэродинамическое сопротивление циклонов определяется по формуле

$$\Delta P = \zeta \frac{v^2}{2g} \gamma \kappa Г \ м^2, \qquad (4.5)$$

где v — условная «плановая» скорость, определяемая как отношение секундного объемного расхода воздуха к площади поперечного сечения цилиндрической части циклона, или скорость во входном патрубке циклона в *м/сек*;

γ — удельный вес очищаемого воздуха в расчетных условиях в *кг/м*³; 1,2

ζ — коэффициент местного сопротивления циклонов, отнесенный к одной из указанных скоростей.

Для одиночных циклонов типа ЦН-15 коэффициент местного сопротивления, отнесенный к «плановой» скорости, $\zeta = 130$. Сопротивление этих циклонов следует выбирать в интервале значений $\Delta P/\gamma = 65 \div 75$.

2. *Циклоны высокой эффективности* — циклоны диаметром 500—600 *мм*, но не более 800 *мм*.

При больших объемах очищаемого газа применяется групповая установка циклонов высокой эффективности, объединенных общими подводящими и отводящими каналами. Группировка более чем восьми циклонов в одной установке не рекомендуется. Циклоны в группе должны быть однотипными.

Коллекторы для подвода и отвода воздуха к циклонам групповой установки должны обеспечивать равномерное его распределение. Сопротивление группы циклонов ЦН-15 принимается на 10% больше, чем одиночного, независимо от числа циклонов в группе.

3. *Батарейные циклоны* — циклонные элементы диаметром до 350 *мм*, размещенные в общем корпусе. По своей эффективности батарейные циклоны практически мало отличаются от циклонов высокой эффективности. Батарейные циклоны компактны и в ряде случаев удобны для очистки больших объемов воздуха. Чугунные элементы батарейных циклонов лучше противостоят абразивным пылям. Схемы и размеры батарейных циклонов приведены в приложении IV.

Производительность и гидравлическое сопротивление циклонных элементов типа БЦ Семибратовского завода газоочистительной аппаратуры определяется по номограмме, приведенной на рис. 4.14.

Пример 4.4. На очистку поступает воздух при температуре 20° С и давлении 760 *мм рт. ст.* с удельным весом $\gamma = 1{,}2$ *кг/м*³.

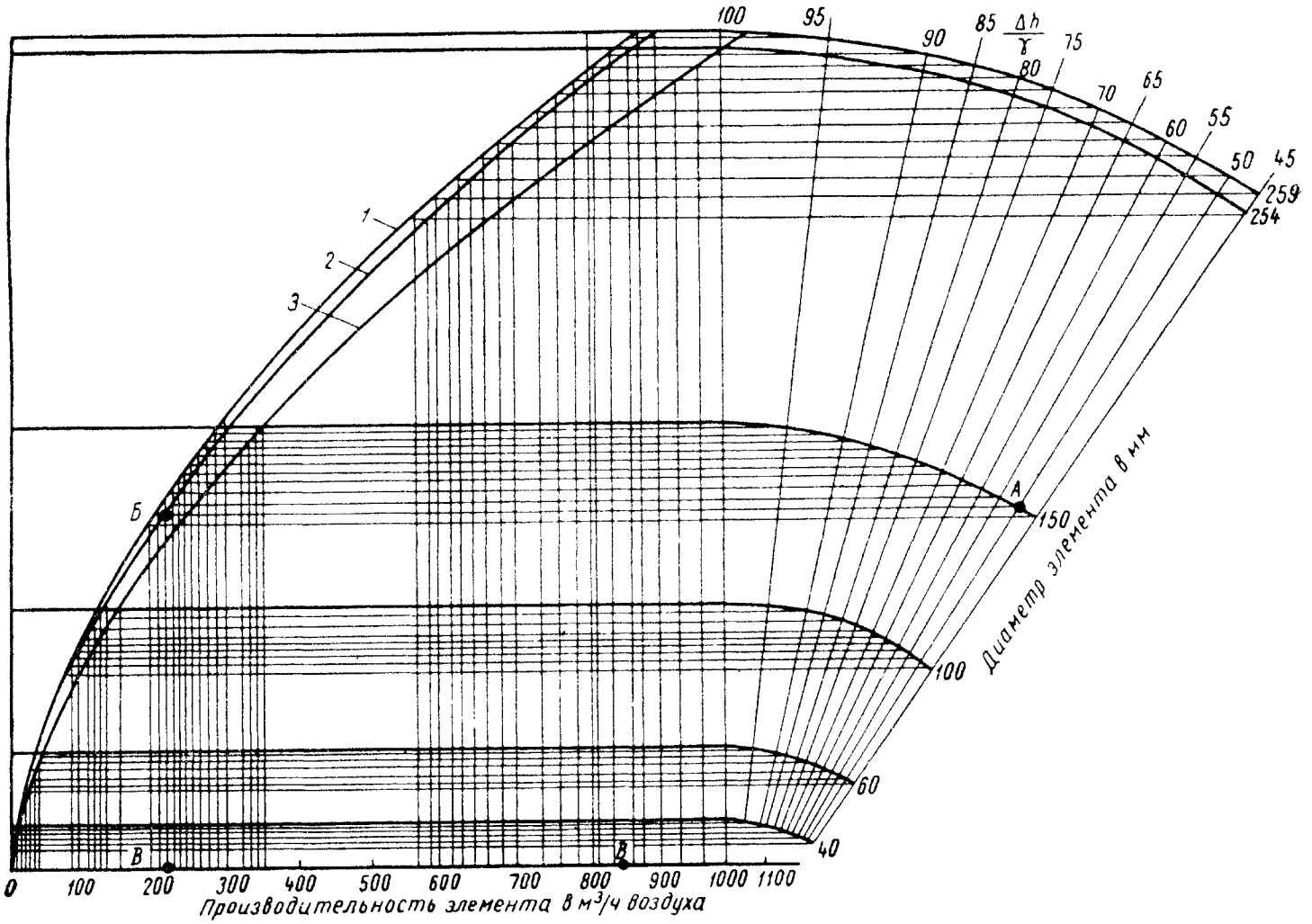


Рис. 4.14. Номограмма для расчета производительности и сопротивления батарейных циклонов

1 — для аппарата «Розетка» с параметрами $\alpha = 25°$ и $\zeta = 90$; *2* — для аппарата «Винт» с параметрами $\alpha = 25°$ и $\zeta = 85$; *3* — для аппарата «Розетка» с параметрами $\alpha = 30°$ и $\zeta = 65$; Δh — сопротивление батарейного циклона в *кГ/м*²; γ — удельный вес очищенного воздуха в *кг/м*³

Допускаемое сопротивление элемента $\Delta h = 60$ *кГ/м*². Требуется определить часовую производительность для элемента диаметром 150 *мм* с направляющим аппаратом «Винт» при $\alpha = 25°$ и $\zeta = 85$.

Решение. Определяется величина отношения гидравлического сопротивления к удельному весу газа:

$$\frac{\Delta h}{\gamma} = \frac{60}{1{,}2} = 50 \text{ м}.$$

В правой части номограммы (см. рис. 4.14) находится точка *А* пересечения линии $\Delta h/\gamma = 50$ с линией, соответствующей диаметру элемента 150 *мм*. Из точки *А* проводится прямая, параллельная оси абсцисс, до пересечения в точке *Б* с кривой для параметров $\alpha = 25°$ и $\zeta = 85$ («Винт»). Из точки *Б* проводится прямая, параллельная оси ординат, до пересечения с осью абсцисс в точке *В* и отсчитывается производительность элемента, равная около 215 *м*³/*ч*.

Циклоны желательно устанавливать на всасывающей стороне аспирационных систем. Отвод очищенных газов от одиночных и групповых циклонов, устанавливаемых на всасывающей стороне, следует производить через распрямляющий аппарат — улитку. Установка регулирующей арматуры на входных патрубках или выходных трубах циклонов, образующих группу, как правило, не рекомендуется.

Корпусы циклонов, кроме батарейных, в том числе их коническая часть, не могут быть использованы для сбора пыли. Все циклоны как при групповой, так и при одиночной установке должны снабжаться герметичными бункерами, емкость которых определяют исходя из расчетного количества улавливаемой пыли, а также режима и способа очистки бункеров. При расчете их емкости необходимо исходить из объемного веса материала в насыпном неслежавшемся состоянии, а также учитывать угол естественного откоса данного материала. Для выгрузки сухой зернистой пыли из бункеров должны применяться затворы, обеспечивающие необходимую герметизацию установки.

При наружной установке циклонов следует производить расчет охлаждения воздуха за время протекания по циклону и открытым наружным каналам. Если по расчету возможно выпадение конденсата внутри циклонов или каналов, их следует располагать в отапливаемом помещении или покрывать их поверхность тепловой изоляцией. Технические показатели циклонов приведены в приложении IV.

Г. МОКРЫЕ ПЫЛЕУЛОВИТЕЛИ

Скрубберы применяются для улавливания пылей всех видов III и IV групп дисперсности, кроме волокнистых и цементирующихся. В скрубберах эффект действия инерционных сил усиливается контактом с пленкой и каплями воды, а в некоторых случаях — конденсацией водяных паров на пылевых частицах. В аппарат воздух подается тангенциально в его нижнюю часть, а вода — в верхнюю часть аппарата так, чтобы стенки скруббера непрерывно орошались потоками, смывающими осевшую на них пыль.

Скруббер ПСП-ВТИ состоит из корпуса с входными и выходными патрубками и оросительной системой с соплами. Выходное сечение может быть соединено с раскручивающим улиточным аппаратом либо выполняться в виде шахты.

Питание скруббера водой следует производить через бачок с шаровым клапаном для поддержания постоянного давления воды, равного 0,3—0,4 *кГ/см*^{2}. Патрубок для стока шлама выводится в сборник или отстойник и должен быть опущен ниже уровня воды не менее чем на 100—150 *мм*.

Скрубберы изготовляются из листовой стали толщиной не менее 3 *мм*. При наличии в очищаемом воздухе примесей, способных при растворении в воде образовывать корродирующие растворы, внутренние поверхности скрубберов следует футеровать кислотоупорными материалами.

Размеры и основные технические данные скрубберов ПСП-ВТИ приведены в приложении IV.

Циклоны-промыватели СИОТ улавливают пыль за счет ее осаждения на смоченных стенках корпуса под действием центробежных сил и за счет промывки вращающегося потока воздуха водой.

Циклоны разработаны трех типов: тип I — с раскручивателем, направляющим выходной поток воздуха вниз; тип II — с раскручивателем-улиткой; тип III — без раскручивателя, с выбросом воздуха вверх.

Циклон-промыватель состоит из корпуса с патрубками для входа и выхода воздуха и раскручивателя (кроме циклона типа III). При переменном давлении воды в водопроводной сети циклон снабжается водяным бачком с шаровым клапаном.

Размеры и основные технические данные циклонов-промывателей приведены в приложении IV.

Пенные пылеуловители применяются для улавливания пылей всех видов, кроме волокнистой и цементирующейся; они не рекомендуются для улавливания растворяющихся пылей, способных образовывать легкокристаллизующиеся соли, которые забивают решетки.

Очистка воздуха происходит в слое пены, образующейся при продувке очищаемого воздуха через пенообразующие решетки, на которые подается вода. Пылинки, оказывающиеся внутри воздушных пузырьков пены в процессе перемешивания, разрушения и образования пены, вступают в контакт с водяными пленками и улавливаются ими.

Наиболее распространены пенные пылеуловители, изготовляемые по нормалям института Гипрогазоочистка.

Д. РУКАВНЫЕ ПЫЛЕУЛОВИТЕЛИ

Рукавные пылеуловители общего назначения применяются для очистки запыленных выбросов от неволокнистой сухой пыли III, IV и V групп дисперсности [1]. Очистка воздуха происходит в результате фильтрации через ткань, задерживающую пыль.

В металлическом корпусе пылеуловителя подвешены тканевые рукава (см. приложение IV), верхний торец которых заглушен. Запыленный воздух поступает в нижнюю часть аппарата и проходит через ткань рукавов, на поверхности и в порах которых осаждается пыль, и выходит через верхнюю часть аппарата. По мере увеличения толщины слоя пыли сопротивление пылеуловителей возрастает. Для снижения величины сопротивления осевшая пыль периодически удаляется встряхиванием при помощи кулачкового механизма, как правило, с продувкой воздуха в обратном направлении через клапан.

При повышенной влажности следует применять тепловую изоляцию пылеуловителей и подогрев продувочного воздуха во избежание конденсации влаги на ткани рукавов.

Температура продувочного воздуха должна быть выше точки росы на 10—15°. Необходимо учитывать подсосы воздуха при работе пылеуловителей под разрежением в объеме не менее 10%.

Эффективность пылеулавливания рукавных фильтров и надежность их работы зависят от качества применяемой фильтровальной ткани. Характеристики тканей для фильтров приведены в табл. 4.8 (по данным НИИЦемента), в которой также даны указания по выбору воздушной нагрузки в зависимости от конструкции и группы дисперсности пыли.

Рукавные пылеуловители типа ФВК Киевского завода им. М. И. Калинина предназначены для работы под разрежением. Пылеуловители выполнены в виде металлического разборного корпуса, разделенного вертикальными перегородками на отдельные секции, в каждой из которых помещается 18 рукавов из фильтровального сукна № 2 (по ГОСТ 6986—54). На корпусе расположены клапанные коробки, через которые из фильтра отводится очищенный воздух. Коробки объ-

[1] Существуют конструкции рукавных пылеуловителей, специально предназначенные для очистки воздуха от волокнистой пыли на предприятиях текстильной промышленности.

Таблица 4.8

Характеристика фильтровальных тканей * (по данным НИИЦемента)

Наименование ткани	Наименование волокна	Термостойкость в *град*	Стойкость в среде: кислотной	Стойкость в среде: щелочной	Период между встряхиванием в *мин*** при группе дисперсности пыли: II—III, при концентрации в *г/м³* (до): 5	II—III: 10	II—III: 20	IV—V: 5	IV—V: 10	IV—V: 20
Хлопчатобумажная (тиклластик арт. 156—158)	Хлопок	65	Плохая	Хорошая	10—12	8—9	5—7	10—12	8—9	5—7
Фильтр-сукно № 2	Шерсть и хлопок	65—100	Хорошая	Плохая						
Сукно ЧТ (арт. 21)	Шерсть	100	"	"						
Капрон (32%) — шерсть (ЦМ)	Капрон	65	"	Хорошая						
Нитрон	Нитрон	100**	"	"						
Лавсан	Лавсан	140	"	"						
Стеклоткань, аппретированная составом М-2	Стекло (безщелочное)	300	"	"	50—60	40—50	30—40	50—60	40—50	30—40

Продолжение табл. 4.8

Наименование ткани	Наименование волокна	Рекомендуемые воздушные нагрузки в *м³/мин·м²*** при группе дисперсности пыли: II—III, при концентрации в *г/м³* (до): 1	II—III: 5	II—III: 10	II—III: 20	IV—V: 1	IV—V: 5	IV—V: 10	IV—V: 20
Хлопчатобумажная (тиклластик арт. 156—158)	Хлопок	2—2,5	1,3—1,6	0,9—1,1	0,7—0,8	1,2—1,5	0,9—1,1	0,6—0,8	0,5—0,6
Фильтр-сукно № 2	Шерсть и хлопок								
Сукно ЧТ (арт. 21)	Шерсть								
Капрон (32%) — шерсть (ЦМ)	Капрон								
Нитрон	Нитрон								
Лавсан	Лавсан								
Стеклоткань, аппретированная составом М-2	Стекло (безщелочное)	1—1,5	0,8—1	0,6—0,8	0,5—0,6	0,8—1	0,6—0,8	0,5—0,6	0,4—0,5

* Режим встряхивания и величины воздушных нагрузок являются предварительными и требуют уточнения.

** Термостойкость снижается вследствие включений сополимеров.

*** Применяется в случае выбора фильтров, имеющих механизм регулирования цикла.

**** Значение воздушных нагрузок даны для пыли, образующей на ткани пористый слой; для пыли других видов значения воздушных нагрузок следует понижать на 10%. Для менее прочных тканей следует принимать нижние пределы воздушных нагрузок и верхние значения циклов.

единяются общим коллектором, к которому присоединяется всасывающий воздуховод вентилятора.

Осевшая на внутренней поверхности рукавов пыль удаляется путем периодического их встряхивания и собирается в конусных сборниках, из которых выводится шнеками. В момент встряхивания секции автоматически отключаются от всасывающего воздуховода перекидными клапанами, расположенными в клапанных коробках. При этом открываются клапаны, соединяющие секцию с атмосферой, и происходит продувка встряхиваемых рукавов в обратном направлении. При необходимости обратная продувка производится подогретым воздухом, для чего на клапанных коробках предусмотрены патрубки подключения воздуховодов теплого воздуха. Поверхность фильтрации одной секции 30 $м^2$. Предусмотрена возможность применения пылеуловителя из одной секции ФВК-30, двух секций ФВК-60 и трех секций ФВК-90.

Технические данные и основные размеры рукавных пылеуловителей приведены в приложении IV.

Рукавные пылеуловители типа РФГ-VMC могут собираться из 4, 6, 8 или 10 секций в зависимости от требуемой поверхности фильтрации. В каждой секции размещено в три ряда 14 рукавов в шахматном порядке. Поверхность фильтрации каждого из рукавов 2 $м^2$, а секции — 28 $м^2$. Соответственно поверхность фильтрации одного агрегатного пылеуловителя, оборудованного одним механизмом встряхивания, продувки и удаления пыли, составляет 112, 168, 224 или 280 $м^2$. При монтаже пылеуловители могут сдваиваться.

Агрегатный пылеуловитель состоит из следующих элементов: корпуса с бункером, имеющим газораспределительный короб, фильтровальных рукавов и крышки с механизмом управления, встряхивающего устройства и дросселей, коллектора выхода очищенного воздуха, шнека для удаления пыли. Диаметр рукавов — 220 *мм*, а высота — 3005 *мм*. Обычно пылеуловитель поставляется с рукавами, изготовленными по ВТУ 611—54 в виде цельнотканых рукавов (рукав ЦМ) или из ткани нитрон (рукав НЦМ).

Пылеуловители не вполне герметичны, вследствие чего рекомендуется использовать их главным образом для работы под разрежением. Максимальное допустимое разрежение 250 $кГ/м^2$. При обеспечении необходи-

мой плотности аппараты могут в отдельных случаях работать при избыточном давлении в бункере до 200 *кГ/м*^{2}.

Технические данные пылеуловителей и их компоновки приведены в приложении IV.

Секции пылеуловителей РФГ-VMC могут быть агрегированы различным образом в зависимости от местных условий.

ГЛАВА 5

АЭРАЦИЯ ЗДАНИЙ

5.1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Аэрацию применяют: а) в цехах со значительными тепловыделениями; б) в случае, когда естественный приток наружного воздуха в здание не вызывает в нем появления тумана, а также образования конденсата на стенах, покрытиях и остеклении фонарей, углы наклона которых к горизонту менее 55°; в) при отсутствии необходимости (по условиям технологического процесса) предварительной обработки приточного вентиляционного воздуха (нагрев, охлаждение, увлажнение, обеспыливание и пр.).

Естественный приток наружного воздуха в помещение при аэрации осуществляется:

а) в теплый период года — через проемы на возможно более низкой отметке, например через проемы в полу (с пропуском воздуха через подвалы или по специальному каналу), а также через проемы в стенах, располагаемых на уровне 0,3—1,8 *м* от пола до низа проема. В случае значительных тепловыделений — через проемы в два или более яруса, а также через ворота и раздвижные стены; при этом предпочтение следует отдавать подаче воздуха через проемы в нижних ярусах, ворота и раздвижные стены;

б) в переходный и холодный периоды года — в высоких зданиях через проемы, расположенные на уровне не ниже 4 *м* от пола до низа проема. В цехах высотой около 4 *м* — через проемы на уровне не ниже 3 *м* от пола до низа проема с устройством козырьков или других отражателей, направляющих воздух вверх. Проемы следует размещать в обеих продольных стенах, причем продольные стены зданий должны быть свободны от пристроек;

в) в многопролетных цехах — через проемы в наружных стенах и через фонари примыкающих пролетов, если в этих пролетах тепловыделения меньше, чем в аэрируемых пролетах, а средняя концентрация пыли и газов в них не превышает 30% максимально допустимой в рабочей зоне. Для достижения эффективности аэрации «холодные» пролеты рекомендуется отделять от «горячих» перегородками, не доведенными до пола на минимально допустимую по техническим соображениям величину (2—3 *м*);

г) в случае расположения источников тепла в непосредственной близости к одной из наружных стен — через проемы в этой стене, расположенные преимущественно против разрывов между источниками тепла, и через проемы в противоположной стене, расположенные против этих источников.

Естественное удаление воздуха из помещений производится через незадуваемые фонари и шахты, снабженные дефлекторами.

Рекомендуется применять в одно- и двухпролетных зданиях и возвышенных частях многопролетных зданий для вытяжки, как правило, аэрационные фонари незадуваемого типа (рис. 5.1, *а*), а в многопролетных зданиях — незадуваемые аэрационно-световые П-образные фонари (рис. 5.1, *б*).

Аэрационно-световые фонари считаются незадуваемыми в следующих случаях: а) если здание, на котором они расположены, окружено более высокими зданиями при условии, что расстояние между зданиями не более чем в 5 раз больше высоты наветренного здания;

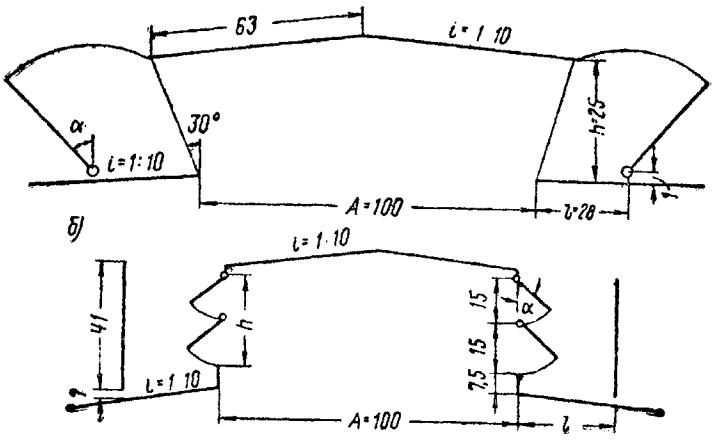


Рис. 5.1. Конструкции фонарей

б) если внешняя сторона крайнего фонаря глухая, или створки на ней закрыты, или она защищена парапетом или ветрозащитной панелью, а расстояние от этого фонаря до смежных с ним фонарей одинаковой высоты не превышает пяти высот фонаря. В обоих случаях фонари устраиваются без ветроотбойных щитов.

Следует учитывать, что П-образный аэрационно-световой фонарь без ветрозащитных панелей дешевле незадуваемого аэрационного фонаря.

Аэрационно-световые фонари рекомендуется применять при переменном во времени поступлении тепла и, особенно, при длительных перерывах, но при обязательном механизированном управлении открывающихся фрамуг.

Механизмы открывания оконных и фонарных переплетов приведены в главе 9 справочника проектировщика «Металлические конструкции промышленных зданий и сооружений» и предусматриваются строительной частью проекта.

При расчете аэрации в качестве движущей силы, как правило, учитывается только тепловое давление. Влияние ветра учитывается только качественно, как фактор, который может ухудшать аэрацию.

Исходными данными для расчета являются: размеры зданий, расположение и конструкции створок, проемов и фонарей, шахт, размещение источников тепла, теплоизбытки и удельные тепловыделения, температура наружного воздуха, величина коэффициента m [см. далее формулу (5.3) и табл. 5.1].

Расчет состоит в определении температур внутреннего воздуха, весовых расходов аэрационного воздуха, располагаемых давлений, потерь давления на проход воздуха через аэрационные проемы и фонари и площадей аэрационных проемов.

Температура воздуха в рабочей зоне $t_{р.з}$ для теплого периода года определяется по формуле

$$t_{р.з} = t_н + \Delta t_{р.з} \ град, \qquad (5.1)$$

где $t_н$ — расчетная температура наружного воздуха (параметры А) в *град*;

$\Delta t_{р.з}$ — допустимая разность температур воздуха рабочей зоны и наружного воздуха по нормам (см. табл. 1.1) в *град*.

В переходный и холодный периоды года температуру воздуха в рабочей зоне принимают в зависимости от тепловыделений, влаговыделений и степени тяжести работы по табл. 1.1.

Если воздух поступает в аэрируемый цех только снаружи, его температуру при поступлении в рабочую зону для теплого периода года принимают равной наружной $t_{п.р}=t_н$, а для переходного и холодного периодов определяют по формуле

$$t_{п.р} = t_{р.з} - \Delta t, \qquad (5.2)$$

где Δt — разность температур воздуха рабочей зоны и приточного воздуха на входе в рабочую зону, принимаемая обычно для переходного периода 5—8° и для холодного периода 8°.

При поступлении приточного воздуха из смежного помещения его температуру принимают соответственно равной температуре воздуха рабочей или верхней зоны этого помещения; при поступлении приточного воздуха снаружи и из одного или нескольких смежных помещений его температуру считают равной средневзвешенной (по весовым расходам воздуха).

Температуру воздуха, уходящего из рабочей зоны, принимают равной температуре воздуха рабочей зоны, а температуру воздуха, уходящего из верхней зоны помещения, определяют по формуле

$$t_{ух} = t_{п.р} + \frac{t_{р.з} - t_{п.р}}{m}, \qquad (5.3)$$

где $m = \frac{t_{р.з} - t_{п.р}}{t_{ух} - t_{п.р}}$;

$t_{р.з}$ — температура воздуха в рабочей зоне в *град*;

$t_{п.р}$ — температура воздуха, поступающего в рабочую зону, в *град*;

$t_{ух}$ — температура воздуха, уходящего из здания, в *град*.

Коэффициент m зависит от многих факторов: высоты здания, площадей приточных и вытяжных проемов, их коэффициентов местного сопротивления, размеров теплоисточников, их числа, расположения уровня притока воздуха и др. Опытами установлено, что величина коэффициента m более или менее постоянна для каждого производства.

Значение коэффициента m следует принимать по табл. 5.1; при отсутствии в ней нужного помещения следует выбирать аналог по характеру производственного процесса и только при отсутствии аналога следует пользоваться табл. 5.2.

Таблица 5.1

Значения коэффициента m в зависимости от назначения помещения при условии подачи воздуха в рабочую зону и удаления его из верхней зоны

Производственные помещения	Значение коэффициента m
Металлургические заводы	
1. Доменные цехи — поддомренники и литейные дворы	0,45
2. Главные здания мартеновских цехов и электросталеплавильные цехи:	
площадки разливочного крана, отделение подготовки изложниц (помещение чистки и смазки, двор изложниц)	0,3
площадки разливочного крана при кислородном дутье, печные пролеты, миксерные отделения, помещения котлов-утилизаторов в отдельно стоящих зданиях	0,4
отделение раздевания слитков (стриперное отделение)	0,6
помещения котлов-утилизаторов, пристроенных к мартеновским цехам	0,7
электроподстанции	0,65
3. Прокатные цехи (черной металлургии):	
здания нагревательных колодцев и становые пролеты	0,5
пролеты обжимных станов, склады заготовок, склады готовой продукции	0,4
помещения нагревательных печей, шлаковые коридоры нагревательных колодцев	0,3
машинные залы станов	0,85
пролеты холодильников и пролеты замедленного охлаждения	0,65
Коксохимические заводы	
4. Цехи конденсации и улавливания:	
I и II этажи сульфатного отделения, насосная обесфеноливания, насосная склада смолы	0,95
III этаж сульфатного отделения, насосная склада сырого бензола, насосная бензольного отделения, I этаж машинного отделения	0,45
насосная конденсата и конденсации, преобразовательная подстанция электрофильтров, II этаж машинного отделения	0,65
5. Цехи сероочистки:	
отделение растворителей соды, отделение фильтрации	0,5
насосная серных скрубберов (при наличии в помещении теплообменников), компрессорная, распределительные устройства электропунктов	0,7
насосная серных скрубберов (при отсутствии теплообменников), помещения с местными отсосами	0,85
6. Цехи мокрого катализа:	
нижняя зона	0,2
средняя и верхняя зоны	0,4
7. Цехи ректификации бензола:	
насосная склада сырого бензола, чистых продуктов и дистилляционного отделения	0,3
насосная промежуточных продуктов, отделение мойки, сепараторная	0,6
склад сероуглерода	1
8. Смолоперегонные цехи — насосная склада смолы, здание дистилляции смолы, здание кристаллизации масел	0,3
9. Цехи кристаллического нафталина:	
отделение мойки, I и IV этажи отделения ректификации	1
II и III этажи отделения ректификации	0,8
машинное отделение (компрессорная)	0,7
Угольные обогатительные фабрики	
10. Сушильные отделения с барабанными сушилами	0,35

Продолжение табл. 5.1

Производственные помещения	Значение коэффициента m
Ферросплавные заводы	
11. Плавильные цехи с открытыми печами:	
горновая и колошниковая площадки	0,9
загрузочная (дозировочная) площадка, разливочный пролет без остывочного отделения	0,3
разливочный пролет с остывочным отделением	0,5
остывочный пролет со складом	0,6
Заводы огнеупорного кирпича	
12. Отделение гашения извести:	
I этаж	0,4
II »	0,6
13. Отделение сушильных барабанов:	
I этаж	0,3
II »	0,7
14. Углепомольное отделение:	
помещение загрузки турбомельниц	0,3
» турбомельниц и подтопочных устройств	0,35
помещение тракта углепомола	0,2
15. Отделение туннельных печей	0,35
Агломерационные фабрики	
16. Помещения:	
сборных газоходов	0,15
эксгаустеров и дымососов	0,6
оборотного хода тележек	0,4
спекательных машин	0,35
Алюминиевые заводы	
17. Цехи электролиза:	
одноэтажные	0,65
двухэтажные	0,4
18. Цехи кальцинации:	
основная рабочая зона	0,4
уровень сушильного барабана	0,6
Металлообрабатывающие заводы	
19. Литейные цехи:	
чугунолитейные с рассеянным режимом литья	0,25
стале- и меднолитейные, конвейерные литейные	0,45
смешанные литейные, выбивные отделения литейных	0,35
20. Кузнечные цехи с печным оборудованием	0,3
21. Термические цехи	0,45
Суперфосфатные заводы	
22. Операционное отделение	0,4
Площадка смесителей операционного отделения	0,6
23. Склады суперфосфата	1
24. Цехи грануляции:	
помещение сушилок	0,3
» грануляторов	0,2
» грохотов	0,5
25. Отделение кремнефтористого натрия:	
помещение отстойников, площадки реакторов и мерников	0,3
площадки центрифуг	0,4
26. Отделение фтористого натрия	0,5
Содовые заводы	
27. Известковые цехи:	
помещение загрузки печей	0,55
» гасильных барабанов	0,7
28. Отделение компрессоров и вакуум-насосов:	
I этаж	0,8
II »	0,6

Продолжение табл. 5.

Производственные помещения	Значение коэффициента m
Сернокислотные заводы — печные отделения	
29. Башенные и контактные цехи	0,25
30. Цех сернистого натра	0,3
Заводы мягкой кровли промышленности строительных материалов	
31. Картоноделательные цехи	0,55
32. Цехи пропитки	0,6
Заводы керамических изделий промышленности строительных материалов	
33 Отделение приготовления массы:	
помещение сушильных барабанов	0,6
помещения туннельных сушильных установок	0,4
» фильтр-прессов, помещения подвязки оформованных труб	1
34. Сушильные отделения:	
конвейерная сушка плиток	0,35
камерная » »	0,75
помещение приготовления глазури	1
35. Глазуровочные отделения	1
36. Отделение обжига:	
помещение печей для обжига труб	0,7
то же, плиток	0,5
Заводы железобетонных изделий	
37. Формовочные цехи:	
ямные пропиточные камеры	0,65
стендовые формы	0,7
туннельные камеры, кассеты напольные для рабочей зоны на отметке 1,5 *м*, прокатные станы	0,4
автоклавы, кассеты напольные на отметке 4 *м*	0,6
кассеты заглубленные	0,5
Азотно-туковые заводы	
38. Производство аммиака на базе природного газа:	
конверсия метана и окиси углерода (аппаратное отделение)	0,4
кислорододувная	0,5
насосная, щитоуправление I и II этажи (сообщающиеся)	1
газовая компрессорная I и II этажи (сообщающиеся)	0,6
медно-аммиачная очистка, отделение аммиачных компрессоров (холодильной установки)	0,8
регенерация медно-аммиачного раствора, водная очистка, синтез аммиака	0,7
39. Производство слабой азотной кислоты:	
помещение аммиачно-воздушных вентиляторов, инверсия, фильтр-прессы и III этажи (сообщающиеся)	0,6
помещение конверсии аммиака без давления и под давлением I и II этажи (сообщающиеся)	0,5
насосная кислотно-щелочная	0,8
40. Производство аммиачной селитры:	
отделение нейтрализации, выпарка II ступени и грануляция на отметке 37 *м*	0,6
отделение мешалок, выпарка II ступени и грануляции на отметке 44 *м*	0,7
выпарка I ступени — I этаж	0,5
то же, II этаж	0,3
» III »	0,4
Нефтеперерабатывающие заводы	
41. Насосные, отделение промежуточных емкостей для масел, дегидраторные, отделение дисковых и рамочных фильтров	0,6
42. Компрессорные (газовые и аммиачные), контактные отделения	0,8

Продолжение табл. 5.1

Производственные помещения	Значение коэффициента m
43. Сушильно-размольное отделение глины	0,7
44 Деаэраторные	0,5
Заводы молочной промышленности	
45. Приемные, моечные, аппаратные, вакуум-аппаратные, фильтровальные, автоклавные, сепараторные, молокохранения и утилизационные отделения, отделение сырковой массы, жестяно-баночные цехи	0,9
46. Отделения подготовки творога и брынзы, дробления и плавления сыра, сметанное и сливкосозревательных ванн, помещение компрессоров	0,8
47. Разливочные, расфасовочные, сыродельные и отделение зачистки сыра	0,7
48. Заквасочные отделения	0,5
49. Отделения сироповарочные, пастеризации, творожные, размороски и зачистки творога, зачистки производственного переплава и производства мороженого	1
50. Отделение глазурованных сырков	0,4
51. Вафельные отделения	0,3

Таблица 5.2

Значения коэффициента m в зависимости от распределения (уплотненности) в помещении теплоотдающего оборудования при условии подачи воздуха в рабочую зону и удаления его из верхней зоны

f/F	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
m	0,33	0,41	0,53	0,63	0,69	0,75	0,8

Примечание. f — площадь, занимаемая теплоотдающим оборудованием в $м^2$; F — общая площадь помещения в $м^2$.

Среднюю температуру воздуха внутри аэрируемого помещения при расположении теплоисточников в рабочей зоне следует принимать равной температуре уходящего воздуха $t_в = t_{ух}$, а при расположении теплоисточников по всей высоте здания (котлы в котельной электростанции и др.) — как среднюю из температур воздуха рабочей зоны и уходящего воздуха:

$$t_в = 0{,}5(t_{р.з} + t_{ух}).$$

Весовые расходы воздуха через аэрационные проемы и фонари определяются на основании тепловых балансов, составленных для всего помещения в целом.

5.2. РАСЧЕТ АЭРАЦИИ ОДНОПРОЛЕТНЫХ ЗДАНИЙ

Ниже приводятся данные по расчету аэрации однопролетного здания: для I варианта — тепловыделения сосредоточены преимущественно в рабочей зоне, а проемы располагаются на двух отметках; для II варианта — тепловыделения имеются в двух зонах по высоте, а проемы расположены на трех отметках.

Расчеты аэрации для различных периодов года не имеют существенных различий, что видно из полного расчета для всех периодов года по I варианту. Поэтому расчет для II варианта и расчеты, приведенные в пп. 5.3—5.6, даются только для теплого периода года.

Расчет аэрации однопролетного здания по I варианту. Расстояние между осями проемов (рис. 5.2) равно h *м*, а теплоизбытки в помещении Q *ккал/ч*, температура и удельный вес наружного воздуха $t_н$ и $\gamma_н$ *кг/м*^{3}, температура в рабочей зоне $t_{р.з}$. Коэффициент m задается.

Температура уходящего воздуха в теплый период года согласно формуле (5.3) и условию, что $t_{п.р} = t_н$:

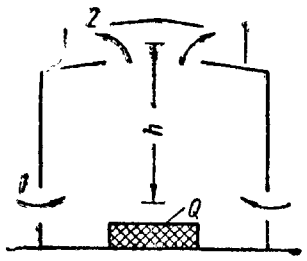


Рис. 5.2 Схема аэрации однопролетного здания

1 и *2* — номера проемов

$$t_{ух} = t_н + \frac{t_{р.з} - t_н}{m} \text{ град}. \quad (5.4)$$

Весовой расход воздуха

$$G = \frac{Q}{0{,}24\,(t_{ух} - t_н)} \text{ кг ч}. \quad (5.5)$$

Располагаемое давление

$$\Delta P_{1,2} = h\,(\gamma_н - \gamma_в) \text{ кГ/м}^2. \quad (5.6)$$

Потеря давления на проход воздуха через приточные проемы

$$\Delta P_1 = n\Delta P_{1,2} \text{ кГ/м}^2, \quad (5.7)$$

где n — доля располагаемого давления, расходуемого на проход воздуха через приточные проемы.

При расчете аэрации рекомендуется принимать максимально возможную площадь приточных проемов, а площадь проемов фонарей определять соответствующим расчетом. Скорости воздуха на притоке при этом будут меньше, и теплые потоки, восходящие от горячего оборудования, будут меньше размываться в рабочей зоне.

Потеря давления на проход воздуха через фонарь

$$\Delta P_2 = \Delta P_{1,2} - \Delta P_1 \text{ кГ/м}^2, \quad (5.8)$$

Площадь приточных проемов в стене F_1 и площадь проемов фонаря F_2:

$$F_1 = \frac{G}{3600\sqrt{\frac{2g\gamma_н}{\zeta_1}\Delta P_1}} \text{ м}^2; \quad (5.9)$$

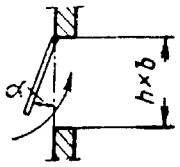
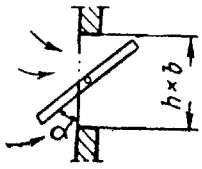
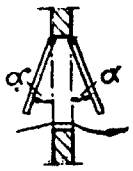
$$F_2 = \frac{G}{3600\sqrt{\frac{2g\gamma_{ух}}{\zeta_2}\Delta P_2}} \text{ м}^2, \quad (5.10)$$

где g — ускорение силы тяжести в *м/сек*^{2};
$\gamma_{ух}$ — удельный вес воздуха, уходящего через фонарь, в *кг/м*^{3};
ζ_1 и ζ_2 — коэффициенты местного сопротивления соответственно приточного проема (табл. 5.3) и фонаря (табл. 5.4).

В случае ограниченной площади приточных (или вытяжных) проемов соответственно по формулам (5.9) и (5.10), решенным относительно ΔP_1 или ΔP_2, определяет-

Таблица 5.3

Характеристики приточных проемов и значения коэффициентов местного сопротивления ζ приточных проемов, отнесенные к скорости в отверстии в стене

Схема створки	Створка	*h/b*	Значение ζ при угле открытия створки α, отсчитываемом от плоскости стены, в *град.*				
			15	30	45	60	90
	Одинарная верхнеподвесная	0	30,8	9,2	5,2	3,5	2,6
		0,5	20,6	6,9	4	3,2	2,6
		1	16	5,7	3,7	3,1	2,6
	Одинарная среднеподвесная	0	59	13,6	6,6	3,2	2,7
		0,5	—	—	—	—	—
		1	45,3	11,1	5,2	3,2	2,4
	Двойная (обе створки на верхней подвеске)	0	—	—	—	—	—
		0,5	30,8	9,8	5,2	3,5	2,4
		1	14,8	4,9	3,8	3	2,4
—	Аэрационные ворота	—	—	—	—	—	2,4

ся давление, расходуемое на проход воздуха через заданные проемы, например:

$$\Delta P_1 = \left(\frac{G}{3600F_1}\right)^2 \frac{\zeta_1}{2g\gamma_н}, \qquad (5.11)$$

где F_1 — заданная площадь приточных проемов в $м^2$.

Затем по формуле (5.8) определяется располагаемое давление для прохода воздуха через фонари (или приточные проемы).

Таблица 5.4

Характеристики аэрационных фонарей и значения коэффициентов местного сопротивления ζ, отнесенные к скорости в боковых проемах фонаря

Фонарь (см. рис. 5.1)	*A/h*	*l/h*	α°	ζ
Приточный П-образный (без ветрозащитных панелей)	3,3	—	35	12,2
			70	6
Вытяжной П-образный (с ветрозащитными панелями)	3,3	1,5	35	11,5
			45	9,2
			55	7,1
			70	5,8
То же	3,3	2	35	9,4
			45	6,8
			55	5,1
Вытяжной П-образный (без ветрозащитных панелей)	3,3	—	35	8,9
			45	5,9
			55	3,8
Вытяжной КТИС	4	1,1	40	4,3

При переходном и холодном периодах года проем *1* открывается на высоте не ниже 4 *м* от пола.

Температура уходящего воздуха вычисляется по формуле (5.3).

Далее расчет производится по тем же формулам, что и для теплого периода. Причем коэффициент *n* (доля располагаемого давления на проход воздуха через приточные проемы) для переходного периода в целях уменьшения площади открываемых проемов верхней зоны можно принимать бóльшим, чем для теплого периода года.

При расчете степени открытия вытяжных отверстий в переходный период, а также приточных и вытяжных отверстий в холодный период задача может свестись (например, при открывании всех проемов одним механизмом) к определению углов открывания створок.

В этом случае определяют необходимые коэффициенты местных сопротивлений проемов по формулам:

$$\zeta_1 = 2g\gamma_н \Delta P_1 \left(\frac{3600F_1}{G}\right)^2; \qquad (5.12)$$

$$\zeta_2 = 2g\gamma_{ух} \Delta P_2 \left(\frac{3600F_2}{G}\right)^2, \qquad (5.13)$$

где F_1 — площадь приточных проемов, определенная для переходного периода, в $м^2$;

F_2 — площадь вытяжных проемов, определенная для теплого периода, в $м^2$.

Определив величины ζ_1 и ζ_2, при помощи табл. 5.3 и 5.4 определяют углы открытия створок α_1 и α_2.

Пример 5.1. Рассчитать аэрацию в однопролетном здании (см. рис. 5.2) для теплого периода года, т. е. определить площадь проемов F_1 и F_2.

Дано: $h=10$ *м*, $Q=1\,280\,000$ *ккал/ч*, температура наружного воздуха $t_н=21{,}6°$ С ($\gamma_н=1{,}199$ *кг/м*³), температура воздуха в рабочей зоне $t_{р.з}=26{,}6°$ С. Коэффициент $m=0{,}42$ при $f/F=0{,}11$ по табл. 5.2.

Конструкция створки оконного проема — одинарная верхнеподвесная ($h/b=0{,}5$) с углом открытия $\alpha_1=60°$. Фонарь П-образный с ветрозащитными панелями, находящимися на относительном расстоянии $l/h=1{,}5$, с углом открытия $\alpha_2=70°$.

Решение. По формуле (5.4):

$$t_{ух}=21{,}6+\frac{26{,}6-21{,}6}{0{,}42}=33{,}5°\text{ С}.$$

По формуле (5.5):

$$G=\frac{1\,280\,000}{0{,}24\,(33{,}5-21{,}6)}\approx 448\,000\ кг/ч.$$

При $\gamma_в=\gamma_{ух}=1{,}152$ *кг/м*³ по формуле (5.6):

$$\Delta P_{1,2}=10\,(1{,}199-1{,}152)=0{,}47\ кГ/м^2.$$

Принимаем значение коэффициента $n=0{,}1$, тогда по формуле (5.7):

$$\Delta P_1=0{,}1\cdot 0{,}47=0{,}047\ кГ/м^2.$$

По формуле (5.8):

$$\Delta P_2=0{,}47-0{,}047=0{,}423\ кГ/м^2.$$

По табл. 5.3 определяем значение $\zeta_1=3{,}2$, а по табл. 5.4 — значение $\zeta_2=5{,}8$.

По формулам (5.9) и (5.10):

$$F_1=\frac{448\,000}{3600\sqrt{\frac{2\cdot 9{,}81\cdot 1{,}199}{3{,}2}\,0{,}047}}\approx 212\ м^2;$$

$$F_2=\frac{448\,000}{3600\sqrt{\frac{2\cdot 9{,}81\cdot 1{,}152}{5{,}8}\,0{,}423}}\approx 97\ м^2.$$

Пример 5.2. Рассчитать аэрацию в однопролетном здании (рис. 5.2) для переходного периода, т. е. определить площади проемов F_1 и F_2.

Дано: $h=6$ *м*; $Q=1\,200\,000$ *ккал/ч*; $t_н=10°$ С ($\gamma_н=1{,}248$ *кг/м*³); $t_{р.з}=17°$ С; $m=0{,}42$.

Решение. По формуле (5.2): $t_{п.р}=17-5=12°$ С.

По формуле (5.3):

$$t_{ух}=12+\frac{17-12}{0{,}42}\approx 24°\text{ С}.$$

По формуле (5.5):

$$G=\frac{1\,200\,000}{0{,}24\,(24-10)}\approx 357\,000\ кг/ч.$$

При $\gamma_в=\gamma_{ух}=1{,}189$ *кг/м*³ по формуле (5.6):

$$\Delta P_{1,2}=6\,(1{,}248-1{,}189)=0{,}354\ кГ/м^2.$$

Принимаем значение коэффициента $n=0{,}2$, тогда по формулам (5.7) и (5.8):

$$\Delta P_1=0{,}2\cdot 0{,}354\approx 0{,}071\ кГ/м^2;$$

$$\Delta P_2=0{,}354-0{,}071=0{,}283\ кГ/м^2.$$

Значения ζ_1 и ζ_2 аналогичны принятым в примере 5.1. По формулам (5.9) и (5.10):

$$F_1=\frac{357\,000}{3600\sqrt{\frac{2\cdot 9{,}81\cdot 1{,}248}{3{,}2}\,0{,}071}}\approx 135\ м^2;$$

$$F_2=\frac{357\,000}{3600\sqrt{\frac{2\cdot 9{,}81\cdot 1{,}189}{5{,}8}\,0{,}283}}\approx 93\ м^2.$$

Расчет аэрации однопролетного здания по II варианту (рис. 5.3) при условии, что в здании имеются тепловыделения в двух зонах, а проемы расположены на трех отметках.

При заданных расстоянии между осями проемов h_1 и h_2 в *м*, теплоизбытках в двух рабочих зонах помещения Q_1 и Q_2 в *ккал/ч*, параметрах наружного воздуха $t_н$ и $\gamma_н$, температуре воздуха в рабочих зонах $t_{р.з_1}$ и $t_{р.з_2}$ в *град*, коэффициентах m_1 и m_2 определяем площади приточных проемов F_1 и F_2 и проемов фонаря F_3.

Температура уходящего воздуха из зоны:

высотой h_1

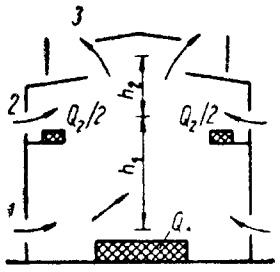


Рис. 5.3. Схема аэрации однопролетного одноэтажного здания с площадками в верхней зоне

1—3 — номера проемов

$$t'_{ух}=t_н+\frac{t_{р.з_1}-t_н}{m_1};\qquad (5.14)$$

высотой h_2

$$t''_{ух}=t_н+\frac{t_{р.з_2}-t_н}{m_2}.\qquad (5.15)$$

Весовые расходы воздуха в *кг/ч*, проходящего через проемы *1*, *2* и *3*:

$$G_1=\frac{Q_1}{0{,}24\left(t'_{ух}-t_н\right)};\qquad (5.16)$$

$$G_2=\frac{Q_2}{0{,}24\left(t''_{ух}-t_н\right)};\qquad (5.17)$$

$$G_3=G_1+G_2.\qquad (5.18)$$

Температура уходящего из фонаря воздуха

$$t_{ух}=t_н+\frac{Q_1+Q_2}{0{,}24G_3}\ град.\qquad (5.19)$$

Средняя температура воздуха в зоне высотой h_1 равна $t_в=t'_{ух}$, а в зоне высотой h_2 составляет $t_в=t_{ух}$. Располагаемые давления в *кГ/м*²:

$$\Delta P_{1,3}=h_1\left(\gamma_н-\gamma'_в\right)+h_2\left(\gamma_н-\gamma_в\right),\qquad (5.20)$$

$$\Delta P_{2,3}=h_2\left(\gamma_н-\gamma_в\right).\qquad (5.21)$$

Потери давления в *кГ/м*² на проход воздуха через проемы и фонарь:

$$\Delta P_2=n\Delta P_{2,3};\qquad (5.22)$$

$$\Delta P_3=\Delta P_{2,3}-\Delta P_2;\qquad (5.23)$$

$$\Delta P_1=\Delta P_{1,3}-\Delta P_3.\qquad (5.24)$$

Площади F_1, F_2 и F_3 вычисляются по формулам, аналогичным формулам (5.9) и (5.10).

По окончании расчета рекомендуется проверить, по всей ли высоте средние проемы работают на приток или вытяжку по методике, приведенной в примере 5.3.

По изложенному выше методу ведется расчет аэрации и однопролетных цехов с рабочими зонами, расположенными на трех и более отметках.

Если ширина обеих рабочих площадок, расположенных в верхней зоне, более 60% ширины здания, то расчет аэрации выполняется как для многоэтажного здания (см. п. 5.5).

Пример 5.3. Рассчитать аэрацию в однопролетном здании с тепловыделениями в двух зонах и с проемами на трех отметках (см. рис. 5.3), т. е. определить площади проемов в боковом остеклении F_1 и F_2 и в фонаре F_3.

Дано: $h_1=4$ *м*; $h_2=6$ *м*; $Q_1=1\,280\,000$ *ккал/ч*; $Q_2=220\,000$ *ккал/ч*. Температура наружного воздуха $t_н=21{,}6°$ С ($\gamma_н=1{,}199$ *кг/м*³); температура воздуха в рабочих зонах $t_{р.з_1}=26{,}6°$ С и $t_{р.з_2}=24{,}6°$ С

Значения коэффициентов $m_1=0{,}42$ и $m_2=0{,}68$.

Конструкция створок бокового остекления — одинарная верхнеподвесная ($h/b=0{,}5$) и углом открытия $\alpha_1=60°$. Фонарь

П-образный с ветрозащитными панелями находящимися на относительном расстоянии $l/h=1{,}5$, углом открытия $\alpha_2=70°$.

Решение. По формулам (5.14) и (5.15):

$$t'_{ух} = 21{,}6 + \frac{26{,}6 - 21{,}6}{0{,}42} = 33{,}5° \text{ С},$$

$$t''_{ух} = 21{,}6 + \frac{24{,}6 - 21{,}6}{0{,}68} = 26° \text{ С}.$$

По формулам (5.16)—(5.18):

$$G_1 = \frac{1\,280\,000}{0{,}24\,(33{,}5 - 21{,}6)} \approx 448\,000 \text{ кг/ч};$$

$$G_2 = \frac{220\,000}{0{,}24\,(26 - 21{,}6)} \approx 208\,000 \text{ кг/ч};$$

$$G_3 = 448\,000 + 208\,000 = 656\,000 \text{ кг/ч}.$$

По формуле (5.19):

$$t_{ух} = 21{,}6 + \frac{1\,280\,000 + 220\,000}{0{,}24 \cdot 656\,000} = 31{,}1° \text{ С}.$$

При $\gamma'_в = \gamma'_{ух} = 1{,}152$ кг/м³ и $\gamma_в = \gamma_{ух} = 1{,}161$ кг/м³ по формулам (5.20) и (5.21):

$$\Delta P_{1,3} = 4\,(1{,}199 - 1{,}152) + 6\,(1{,}199 - 1{,}161) = 0{,}416 \text{ кГ/м}^2;$$

$$\Delta P_{2,3} = 6\,(1{,}199 - 1{,}161) = 0{,}228 \text{ кГ/м}^2.$$

Принимаем значение коэффициента $n=0{,}1$, тогда по формулам (5.22)—(5.24):

$$\Delta P_2 = 0{,}1 \cdot 0{,}228 = 0{,}023 \text{ кГ/м}^2;$$

$$\Delta P_3 = 0{,}228 - 0{,}023 = 0{,}205 \text{ кГ/м}^2;$$

$$\Delta P_1 = 0{,}416 - 0{,}205 = 0{,}211 \text{ кГ/м}^2.$$

По табл. 5.3 определяем значения $\zeta_1 = \zeta_2 = 3{,}2$, а по табл. 5.4 — значение $\zeta_3 = 5{,}8$.

По формуле (5.9):

$$F_1 = \frac{448\,000}{3600\sqrt{\frac{2 \cdot 9{,}81 \cdot 1{,}199}{3{,}2}\,0{,}211}} \approx 100 \text{ м}^2$$

и

$$F_2 = \frac{208\,000}{3600\sqrt{\frac{2 \cdot 9{,}81 \cdot 1{,}199}{3{,}2}\,0{,}023}} \approx 146 \text{ м}^2.$$

По формуле (5.10):

$$F_3 = \frac{656\,000}{3600\sqrt{\frac{2 \cdot 9{,}81 \cdot 1{,}161}{5{,}8}\,0{,}205}} \approx 202 \text{ м}^2.$$

При величине коэффициента $n=0{,}1$ в формуле (5.2) положение нейтральной зоны будет на расстоянии $0{,}1\,h_2 = 0{,}6$ м выше оси проемов 2. Следовательно, при высоте проема $F_2 = 1{,}2$ м последний будет работать полностью на приток при условии, что общая длина проемов F_2 будет не менее $146 : 1{,}2 = 122$ м.

5.3. РАСЧЕТ АЭРАЦИИ ДВУХПРОЛЕТНЫХ ЗДАНИЙ

Ниже приводятся данные по расчету аэрации двухпролетного здания (рис. 5.4), имеющего пролеты одинаковой высоты; в пролете *I* — небольшие тепловыделения, а в пролете *II* — значительные.

При заданных расстоянии между осями проемов h в м, теплоизбытках в пролетах *I* и *II* Q_I и Q_{II} в ккал/ч, площади проема между пролетами F_5 в м, параметрах наружного воздуха $t_н$ и $\gamma_н$, температуре воздуха в рабочих зонах обоих пролетов $t_{р.з_I}$ и $t_{р.з_{II}}$ (при $t_{р.з_I} < t_{р.з_{II}}$), коэффициентах m_I и m_{II} определяем площади приточных проемов и проемов фонарей F_1, F_2, F_3 и F_4.

Температура уходящего воздуха из фонаря пролета *I*:

$$t_{ух_I} = t_н + \frac{t_{р.з_I} - t_н}{m_I} \text{ град}. \qquad (5.25)$$

Задаемся соотношением расходов воздуха в проемах *5* и *4* (см. рис. 5.4) $\frac{G_5}{G_4} = a$ и находим среднюю температуру приточного воздуха для пролета *II*:

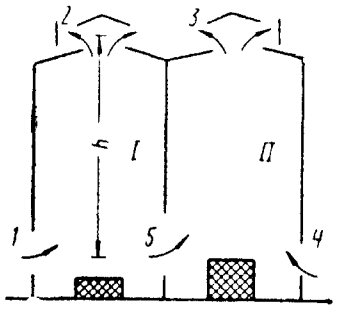


Рис. 5.4. Схема аэрации двухпролетного одноэтажного здания

1—5 — номера проемов

$$t_{пр} = \frac{G_4 t_н + G_5 t_{р.з_I}}{G_4 + G_5} = \frac{t_н + a t_{р.з_I}}{1 + a} \text{ град}. \qquad (5.26)$$

Температура воздуха, уходящего из фонаря пролета *II*:

$$t_{ух_{II}} = t_{пр} + \frac{t_{р.з_{II}} - t_{пр}}{m_{II}} \text{ град}. \qquad (5.27)$$

Весовые расходы воздуха в кг/ч в каждом из проемов:

$$G_3 = \frac{Q_{II}}{0{,}24\,(t_{ух_{II}} - t_{пр})}; \qquad (5.28)$$

$$G_4 = \frac{G_3}{1 + a}; \qquad (5.29)$$

$$G_5 = G_3 - G_4; \qquad (5.30)$$

$$G_2 = \frac{Q_I - 0{,}24\,G_5\,(t_{р.з_I} - t_н)}{0{,}24\,(t_{ух_I} - t_н)}; \qquad (5.31)$$

$$G_1 = G_2 + G_5. \qquad (5.32)$$

Располагаемые давления в кГ/м² в проемах:

$$\Delta P_{1,2} = h\,(\gamma_н - \gamma_{в_I}); \qquad (5.33)$$

$$\Delta P_{1,5,3} = \Delta P_{4,3} = h\,(\gamma_н - \gamma_{в_{II}}). \qquad (5.34)$$

Потери давления в кГ/м² на проход воздуха через проемы и фонари:

$$\Delta P_1 = n \Delta P_{1,2}; \qquad (5.35)$$

$$\Delta P_2 = \Delta P_{1,2} - \Delta P_1; \qquad (5.36)$$

$$\Delta P_5 = \frac{\zeta_5}{2g\gamma_{р.з_I}}\left(\frac{G_5}{3600F_5}\right)^2; \quad (5.37)$$

$$\Delta P_3 = \Delta P_{1,5,3} - \Delta P_1 - \Delta P_5; \quad (5.38)$$

$$\Delta P_4 = \Delta P_{4,3} - \Delta P_3. \quad (5.39)$$

Площади проемов вычисляются по формулам (5.9) и (5.10).

5.4. РАСЧЕТ АЭРАЦИИ МНОГОПРОЛЕТНЫХ ЗДАНИЙ

Ниже приводятся данные по расчету аэрации трехпролетного здания (рис. 5.5), в среднем пролете которого тепловыделения отсутствуют, а в крайних пролетах они имеются (I вариант), и по расчету аэрации того же здания (рис. 5.6) с тепловыделениями во всех пролетах (II вариант).

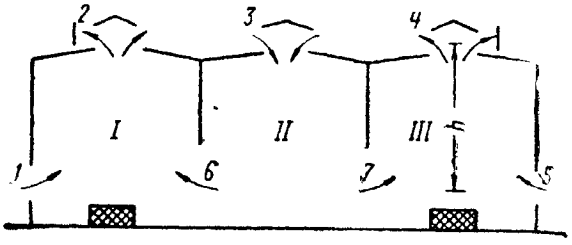


Рис. 5.5. Схема аэрации трехпролетного одноэтажного здания с тепловыделениями в крайних пролетах

1—7 — номера проемов

I вариант (см. рис. 5.5). Для заданных расстояний между осями проемов h в *м*, теплоизбытках в пролетах *I* и *III* соответственно Q_I и Q_{III} в *ккал/ч*, площадях проемов между пролетами *I—II* и *II—III* соответственно F_6 и F_7 в $м^2$, параметрах наружного воздуха $t_н$ и $\gamma_н$, температуре воздуха в рабочих зонах $t_{р.з_I}$ и $t_{р.з_{III}}$ в *град* коэффициентах m_1 и m_3 определяем площади приточных проемов и проемов фонарей F_1, F_2, F_3, F_4 и F_5.

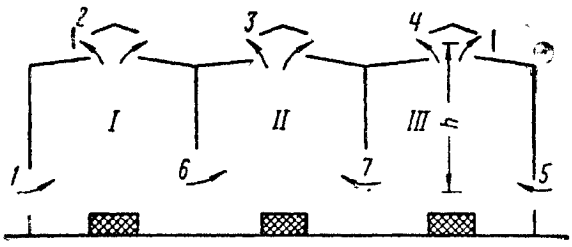


Рис. 5.6. Схема аэрации трехпролетного одноэтажного здания с тепловыделениями во всех пролетах

1—7 — номера проемов

Температура уходящего воздуха в *град*:

$$t_{ух_I} = t_н + \frac{t_{р.з_I} - t_н}{m_I}; \quad (5.40)$$

$$t_{ух_{III}} = t_н + \frac{t_{р.з_{III}} - t_н}{m_{III}}. \quad (5.41)$$

Весовые расходы воздуха в *кг/ч*:

$$G_2 = \frac{Q_I}{0{,}24\left(t_{ух_I} - t_н\right)}; \quad (5.42)$$

$$G_4 = \frac{Q_{III}}{0{,}24\left(t_{ух_{III}} - t_н\right)}. \quad (5.43)$$

Задаемся расходом воздуха через проем 1 G_1 *кг/ч*. и находим расход через проем 6 $G_6 = G_2 - G_1$ *кг/ч*. Затем задаемся расходом воздуха G_5 *кг/ч* и находим $G_7 = G_4 - G_5$ и $G_3 = G_6 + G_7$ *кг/ч*.

Располагаемые давления в $кГ/м^2$:

$$\Delta P_{1,2} = \Delta P_{3,6,2} = h\left(\gamma_н - \gamma_{в_I}\right); \quad (5.44)$$

$$\Delta P_{3,7,4} = \Delta P_{5,4} = h\left(\gamma_н - \gamma_{в_{III}}\right). \quad (5.45)$$

Потери давления в $кГ/м^2$ на проход воздуха через проемы и фонари:

$$\Delta P_1 = n\Delta P_{1,2}; \quad (5.46)$$

$$\Delta P_2 = \Delta P_{1,2} - \Delta P_1; \quad (5.47)$$

$$\Delta P_6 = \frac{\zeta_6}{2g\,\gamma_н}\left(\frac{G_6}{3600F_6}\right)^2; \quad (5.48)$$

$$\Delta P_3 = \Delta P_1 - \Delta P_6; \quad (5.49)$$

$$\Delta P_7 = \frac{\zeta_7}{2g\,\gamma_н}\left(\frac{G_7}{3600\,F_7}\right)^2; \quad (5.50)$$

$$\Delta P_5 = \Delta P_3 + \Delta P_7; \quad (5.51)$$

$$\Delta P_4 = \Delta P_{5,4} - \Delta P_5. \quad (5.52)$$

Площади проемов вычисляются по формулам (5.9) и (5.10).

II вариант (см. рис. 5.6). Для заданных расстояний между осями проемов h в *м*, теплоизбытках в пролетах *I*, *II* и *III* соответственно Q_I, Q_{II} и Q_{III} в *ккал/ч*, площадях проемов между пролетами *I—II* и *II—III* соответственно F_6 и F_7 в $м^2$, параметрах наружного воздуха $t_н$ и $\gamma_н$, температуре воздуха в рабочих зонах $t_{р.з_I}$, $t_{р.з_{II}}$ и $t_{р.з_{III}}$ в *град*, коэффициентах m_I, m_{II} и m_{III} определяем площади приточных проемов и проемов фонарей F_1, F_2, F_3, F_4 и F_5.

Температура уходящего воздуха в *град* из фонарей пролетов *I* и *III*:

$$t_{ух_I} = t_н + \frac{t_{р.з_I} - t_н}{m_I}; \quad (5.53)$$

$$t_{ух_{III}} = t_н + \frac{t_{р.з_{III}} - t_н}{m_{III}}. \quad (5.54)$$

Задаемся соотношением расходов воздуха $G_7/G_6 = a$ и находим среднюю температуру приточного воздуха в пролете *II*:

$$t_{пр} = \frac{G_6 t_{р.з_I} + G_7 t_{р.з_{III}}}{G_6 + G_7} = \frac{t_{р.з_I} + a t_{р.з_{III}}}{1 + a}\ град. \quad (5.55)$$

Температура воздуха, уходящего из фонаря пролета *II*:

$$t_{ух_{II}} = t_{пр} + \frac{t_{р.з_{II}} - t_{пр}}{m_{II}}\ град. \quad (5.56)$$

Весовые расходы воздуха в *кг/ч*:

$$G_3 = \frac{Q_{II}}{0{,}24\left(t_{ух_{II}} - t_{пр}\right)}; \quad (5.57)$$

$$G_6 = \frac{G_3}{1+a}; \quad (5.58)$$

$$G_7 = G_3 - G_6; \quad (5.59)$$

$$G_2 = \frac{Q_I - 0{,}24\,G_6\left(t_{р.з_I} - t_н\right)}{0{,}24\left(t_{ух_I} - t_н\right)}; \quad (5.60)$$

$$G_1 = G_2 + G_6; \quad (5.61)$$

$$G_4 = \frac{Q_{III} - 0{,}24\,G_7\left(t_{р.з_{III}} - t_н\right)}{0{,}24\left(t_{ух_{III}} - t_н\right)}; \quad (5.62)$$

$$G_5 = G_4 + G_7. \quad (5.63)$$

Располагаемые давления в *кГ/м²*:

$$\Delta P_{1,2} = h\left(\gamma_н - \gamma_{в_I}\right); \quad (5.64)$$

$$\Delta P_{1,6,3} = \Delta P_{5,7,3} = h\left(\gamma_н - \gamma_{в_{II}}\right); \quad (5.65)$$

$$\Delta P_{5,4} = h\left(\gamma_н - \gamma_{в_{III}}\right). \quad (5.66)$$

Потери давлений на проход воздуха через проемы и фонари в *кГ/м²*:

$$\Delta P_1 = n\Delta P_{1,2}; \quad (5.67)$$

$$\Delta P_2 = \Delta P_{1,2} - \Delta P_1; \quad (5.68)$$

$$\Delta P_6 = \frac{\zeta_6}{2g\gamma_{р.з_I}}\left(\frac{G_6}{3600F_6}\right)^2; \quad (5.69)$$

$$\Delta P_3 = \Delta P_{1,6,3} - \Delta P_1 - \Delta P_6; \quad (5.70)$$

$$\Delta P_7 = \frac{\zeta_7}{2g\gamma_{р.з_{III}}}\left(\frac{G_7}{3600F_7}\right)^2; \quad (5.71)$$

$$\Delta P_5 = \Delta P_{5,7,3} - \Delta P_7 - \Delta P_3; \quad (5.72)$$

$$\Delta P_4 = \Delta P_{5,4} - \Delta P_5. \quad (5.73)$$

Площади проемов вычисляют по формулам (5.9) и (5.10).

5.5. РАСЧЕТ АЭРАЦИИ МНОГОЭТАЖНЫХ ЗДАНИЙ

Ниже приводятся данные по расчету аэрации двухэтажного здания (рис. 5.7), в I и II этажах которого имеются тепловыделения.

При заданных расстояниях между осями проемов h_1, h_2 и h_3 в *м*, теплоизбытках на I и II этажах Q_I и Q_{II} в *ккал/ч*, площади проема между этажами F_4 в *м²*, параметрах наружного воздуха $t_н$ и $\gamma_н$, температуре воздуха в рабочих зонах *I* и *II* соответственно $t_{р.з_I}$ и $t_{р.з_{II}}$ в *град* (при $t_{р.з_I} < t_{р.з_{II}}$), коэффициентах m_I и m_{II} определяем площадь приточных проемов и проемов фонаря F_1, F_2 и F_3.

Температура воздуха, уходящего из I этажа:

$$t_{ух_I} = t_н + \frac{t_{р.з_I} - t_н}{m_I}\ град. \quad (5.74)$$

Весовой расход воздуха, протекающего через проемы *1* и *4*:

$$G_1 = G_4 = \frac{Q_I}{0{,}24\left(t_{ух_I} - t_н\right)}\ кг/ч. \quad (5.75)$$

Весовые расходы воздуха в *кг/ч*, протекающего через проемы *2* и *3*:

$$G_2 = \frac{m_{II}\,Q_{II} - 0{,}24\,G_4\left(t_{р.з_{II}} - t_{ух_I}\right)}{0{,}24\left(t_{р.з_{II}} - t_н\right)}; \quad (5.76)$$

$$G_3 = G_2 + G_4. \quad (5.77)$$

Температура воздуха, удаляемого из II этажа:

$$t_{ух_{II}} = t_н + \frac{Q_I + Q_{II}}{0{,}24\,G_3}\ град. \quad (5.78)$$

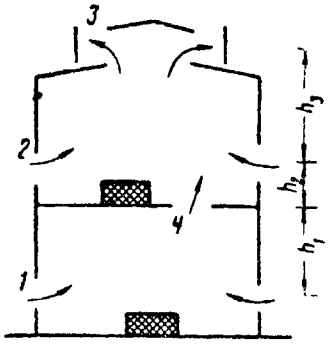


Рис. 5.7. Схема аэрации однопролетного двухэтажного здания

1—4 — номера проемов

Располагаемые давления в *кГ/м²*:

$$\Delta P_{1,4,3} = h_1\left(\gamma_н - \gamma_{в_I}\right) + (h_2+h_3)\left(\gamma_н - \gamma_{в_{II}}\right); \quad (5.79)$$

$$\Delta P_{2,3} = h_3\left(\gamma_н - \gamma_{в_{II}}\right). \quad (5.80)$$

Потери давления на проход воздуха через проемы и фонарь в *кГ/м²*:

$$\Delta P_2 = n\Delta P_{2,3}; \quad (5.81)$$

$$\Delta P_3 = \Delta P_{2,3} - \Delta P_2; \quad (5.82)$$

$$\Delta P_4 = \frac{\zeta_4}{2g\gamma_{ух_I}}\left(\frac{G_4}{3600F_4}\right)^2; \quad (5.83)$$

$$\Delta P_1 = \Delta P_{1,4,3} - \Delta P_3 - \Delta P_4. \quad (5.84)$$

Площадь проемов вычисляется по формулам (5.9) и (5.10).

Если в I этаже тепловыделения отсутствуют ($Q_I = 0$), то, определив G_3, задаются $G_1 = G_4$, а затем находят $G_2 = G_3 - G_4$. При вычислении располагаемого давления следует учитывать, что $\gamma_{в_I} = \gamma_н$.

5.6. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА АЭРАЦИИ ПРИ НАЛИЧИИ МЕХАНИЧЕСКОЙ ВЕНТИЛЯЦИИ И ПРИ ЗАМЕНЕ ФОНАРЕЙ ШАХТАМИ

При наличии механической вентиляции изложенные ранее расчеты аэрации в основном сохраняются, но исходные данные должны быть дополнены весовыми расходами воздуха, подаваемого $G_{под}$ и удаляемого $G_{уд}$ механической вентиляцией, в *кг/ч* и температурами подаваемого $t_{под}$ и удаляемого $t_{уд}$ воздуха в *град*. В процессе расчета эти данные учитываются при составлении балансов воздуха и тепла, как указано далее в примере 5.4.

Пример 5.4. Рассчитать аэрацию однопролетного здания с тепловыделениями $Q=1\,300\,000$ *ккал/ч* и вытяжной механической вентиляцией (рис. 5.8), удаляющей из рабочей зоны $G_{уд}=70\,000$ *кг/ч* воздуха, т. е. определить площади проемов F_1 и F_2.

Дано: $h=12$ *м*; $t_н=24°$ С; $\gamma_н=1{,}189$ *кг/м*³; $t_{р.з}=29°$ С; $m=0{,}267$; $n=0{,}2$.

Конструкция створок — одинарная верхнеподвесная с отношением $h/b=0$ и углом открытия $\alpha=60°$. Фонарь конструкции КТИС.

Решение. Температура уходящего воздуха:

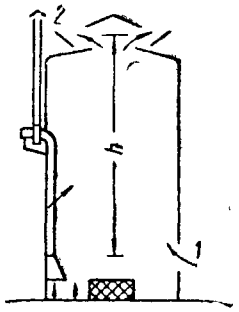


Рис. 5.8. Схема аэрации однопролетного здания при наличии механической вентиляции

1 и *2* — номера проемов

$$t_{ух}=t_н+\frac{t_{р.з}-t_н}{m}=24+\frac{29-24}{0{,}267}=42{,}8°\text{ С}.$$

Весовые расходы воздуха:

$$G_2=\frac{Q-0{,}24G_{уд}(t_{р.з}-t_н)}{0{,}24(t_{ух}-t_н)}=\frac{1\,300\,000-0{,}24\cdot 70\,000\,(29-24)}{0{,}24\,(42{,}8-24)}\approx$$

$$\approx 270\,000\ кг/ч;$$

$$G_1=G_2+G_{уд}=270\,000+70\,000=340\,000\ кг/ч.$$

При $\gamma_в=\gamma_{ух}=1{,}118$ *кг/м*³ располагаемое давление

$$\Delta P_{1,2}=h(\gamma_н-\gamma_в)=12\,(1{,}189-1{,}118)=0{,}852\ кГ/м^2.$$

Потери давления на проход воздуха через проемы и фонарь в *кГ/м*²:

$$\Delta P_1=n\Delta P_{1,2}=0{,}2\cdot 0{,}852=0{,}17;$$

$$\Delta P_2=\Delta P_{1,2}-\Delta P_1=0{,}852-0{,}17=0{,}682.$$

По табл. 5.3 определяем значение $\zeta_1=3{,}5$, а по табл. 5.4 — значение $\zeta_2=4{,}3$.

Площади проемов и фонаря по формулам (5.9) и (5.10):

$$F_1=\frac{340\,000}{3600\sqrt{\frac{2\cdot 9{,}81\cdot 1{,}189}{3{,}5}0{,}17}}=89\ м^2;$$

$$F_2=\frac{270\,000}{3600\sqrt{\frac{2\cdot 9{,}81\cdot 1{,}118}{4{,}3}0{,}681}}=40\ м^2.$$

Метод расчета аэрации здания с аэрационными фонарями остается действительным и при расчете шахт.

Площадь поперечного сечения шахты определяется по формуле (5.10), в которую следует подставлять коэффициент местного сопротивления шахты с дефлектором, пренебрегая величиной коэффициента трения:

$$\zeta=\zeta_{вх}+\zeta_д, \qquad (5.85)$$

где $\zeta_{вх}$ — коэффициент местного сопротивления входа в шахту;

$\zeta_д$ — коэффициент местного сопротивления дефлектора, отнесенный к скорости воздуха в горловине (для круглого дефлектора ЦАГИ $\zeta_д=0{,}61$; для квадратного дефлектора ЦАГИ $\zeta_д=0{,}67$).

ГЛАВА 6

ОСОБЕННОСТИ ВЕНТИЛЯЦИИ ЖИЛЫХ И ОБЩЕСТВЕННЫХ ЗДАНИЙ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫХ ПОМЕЩЕНИЙ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

6.1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Способ вентилирования помещений жилых и общественных зданий выбирается в связи с родом деятельности людей и в зависимости от назначения здания, его этажности, характера помещений и выделяющихся вредностей. Величины вентиляционных обменов воздуха в помещениях различных зданий приведены далее. В случаях, когда для данных помещений не установлена СНиП усредненная кратность воздухообмена, его величина определяется расчетом. Тепловые и влажностные балансы помещений для расчета вентиляции жилых и общественных зданий определяются согласно общим указаниям главы 2.

Вентиляционные вытяжные системы с естественным движением воздуха необходимо рассчитывать на перемещение расчетного количества воздуха при температуре наружного воздуха 5° С. Вентиляционные вытяжные системы с механическим побуждением для зданий высотой более трех этажей должны рассчитываться с учетом дополнительного естественного давления, определяемого при средней температуре наружного воздуха в течение отопительного сезона.

Скорости воздуха в вытяжных и приточных каналах и в элементах вентиляционных систем следует принимать по данным главы 14.

Вытяжные системы, извлекающие воздух с резкими запахами или вредностями, должны иметь статическое разрежение во всех частях системы, расположенных в пределах помещений здания. Для этого вентилятор должен устанавливаться в концевой части вытяжной системы. Вытяжные камеры рекомендуется располагать в верхних частях здания, приточные камеры — в их нижних частях и по возможности центрально по отношению к обслуживаемым ими системам.

Устройство вытяжки с механическим побуждением, не компенсируемой притоком, в зданиях с печным отоплением не разрешается.

Неорганизованный приток наружного воздуха в помещениях (кроме жилых) для возмещения вытяжки в холодный период года допускается не более однократного объема в 1 *ч*. При этом должно быть предотвращено: снижение внутренней температуры против расчетной, туманообразование в помещениях, конденсация водяных паров на поверхности стен, покрытий и световых проемов.

В помещениях, где необходимая кратность воздуха не превышает 0,5 обмена в 1 *ч*, допускается периодическое проветривание через форточки и фрамуги.

Кратность воздухообмена по притоку, которая необходима для создания повышенного давления в помещении, препятствующего входу наружного воздуха или воздуха из соседних помещений через неплотности дверей, окон и других ограждений, определяется по указаниям п. 7.2.

Вентиляционные системы жилых домов, общежитий, гостиниц и тому подобных зданий не допускается объединять с вентиляционными системами детских садов, яслей, торговых и других встроенных в эти здания учреждений.

Не допускается устройство открывающихся окон, форточек или фрамуг в сушильно-гладильных и стиральных залах, прачечных, моечных бань и других помещениях с резкими запахами или выделением различных вредностей в случаях, когда над указанными помещениями расположены окна жилых, административных и других помещений без выделения вредностей.

В служебных и административных зданиях с коридорной планировкой при кратности обмена воздуха в помещениях не более двух приточный воздух может подаваться в коридоры без разводки его воздуховодами по помещениям. При кратности воздухообмена более двух приточный воздух должен поступать непосредственно в помещения (за исключением санузлов). При этом вытяжной воздух может удаляться через коридоры при условии установки перепускных решеток в стенах (желательно двойных), выходящих в коридоры.

Автоматизация систем вентиляции должна разрабатываться в соответствии с данными раздела II.

6.2. ЖИЛЫЕ ЗДАНИЯ

А. ДОМА С ИНДИВИДУАЛЬНЫМИ КВАРТИРАМИ

В домах квартирного типа применяется, как правило, вентиляция с естественным побуждением воздуха. Допускается применение канальной приточной вентиляции, совмещенной с воздушным отоплением.

При совмещении с воздушным отоплением необходимый приток воздуха в жилые помещения осуществляется постоянно по каналам воздушного отопления, при наличии вытяжной вентиляции — периодически через форточки, окна, фрамуги или для II и III климатических районов (СНиП II-А.6-62) — через специальные клапаны-хлопушки, а также через неплотности окон и дверей. В IV климатическом районе устройство форточек в окнах необязательно.

Удаление воздуха из жилых комнат в квартирах, имеющих одну-две комнаты, осуществляется через вытяжные каналы, находящиеся в кухнях, уборных и ванных комнатах.

В квартирах из трех комнат и более вытяжка, кроме того, должна предусматриваться непосредственно из комнат, за исключением двух ближайших к кухне. Из угловых комнат, имеющих два и более окна, можно вытяжку не устраивать.

В квартирах из трех-четырех комнат и более при устройстве вытяжной вентиляции допускается объединение вентиляционных каналов жилых комнат квартиры в один вентиляционный канал, обособленный от каналов кухни и санузла той же квартиры, а также устройство вентиляционного канала в одной из двух смежных комнат при наличии между ними двери. Такие каналы должны быть рассчитаны на удаление воздуха из двух смежных комнат.

Квартиры в III и IV климатических районах должны быть обеспечены сквозным или угловым проветриванием. В случае невозможности осуществления этого допускается проветривание квартир через кухню, а также через ванную комнату (при отсутствии в ней унитаза).

Кухни, уборные, ванные и душевые комнаты должны иметь вытяжную вентиляцию с удалением воздуха непосредственно из помещений. В одной квартире допускается объединение вентиляционных каналов уборной и ванной (душевой) комнаты, а также объединение вентиляционных каналов ванной комнаты (без унитаза) с кухней. Не допускается присоединение к одному вентиляционному каналу вытяжных решеток из кухни и уборной, из кухни и жилой комнаты, из уборной или ванной и жилой комнаты.

Объединение в общую систему вытяжных каналов из квартир, не имеющих сквозного или углового проветривания и ориентированных на противоположные стороны, не допускается. Для систем, которые объединяют вытяжные каналы квартир, ориентированных на одну сторону и не имеющих сквозного или углового проветривания, рекомендуется установка дефлекторов.

При расположении канала в ванной комнате вентиляция уборной через отверстие в перегородке, отделяющей уборную от ванной комнаты, не допускается. В этом случае воздух из уборной удаляется по отдельному коробу, присоединенному к каналу в ванной комнате. Внутренний объем ванных комнат или объединенных санузлов, оборудованных газовыми водонагревателями, должен быть не менее 7,5 $м^3$.

При дровяных плитах в кухнях принимается трехкратный обмен воздуха. Для трех-и четырехкомнатных малогабаритных квартир трехкратный вентиляционный обмен в кухнях может не обеспечить 0,5-кратного обмена в жилых комнатах. В этих случаях кратность обмена в кухне определяется соответствующим расчетом.

При газовых плитах в кухнях нормы воздухообмена применяются по табл. 6.1.

Таблица 6.1

Воздухообмен в кухнях, оборудованных газовыми плитами

Число конфорок в плите в шт.	Воздухообмен в $м^3/ч$ (не менее)	Минимальный объем кухни в $м^3$	
		без зонта над газовой плитой	при устройстве над газовой плитой зонта
2	60	8	8
3	75	12	10
4	90	15	12

Указанные в табл. 6.1 нормы воздухообмена принимаются также при установке в кухнях кроме газовых плит газовых водонагревателей с обособленным отводом продуктов сгорания. Для увеличения воздухообмена на время работы плит в газифицированных кухнях рекомендуется предусматривать установку индивидуальных вытяжных электровентиляторов (рис. 6.1). Производительность вентиляторов должна соответствовать указаниям табл. 6.2.

Рекомендуется предусматривать площадь вытяжного канала круглого сечения не менее 0,06 $м^2$, а прямоугольного сечения не менее 0,07 $м^2$.

Минимальные сечения вытяжных вертикальных каналов рекомендуется принимать по табл. 6.3.

Высота выброса из системы определяется от середины окон соответствующего этажа.

Сечение горизонтальных вентиляционных каналов должно быть не менее 0,03 $м^2$.

При установке в кухне газового водонагревателя типа КГИ или АГВ устройство механической вытяжной вентиляции не допускается. Помещения кухонь, оборудованных газовыми водонагревателями, должны быть обеспечены притоком воздуха у пола через решетки площадью 0,02 $м^2$ или через зазоры высотой 0,03 $м$ под дверями.

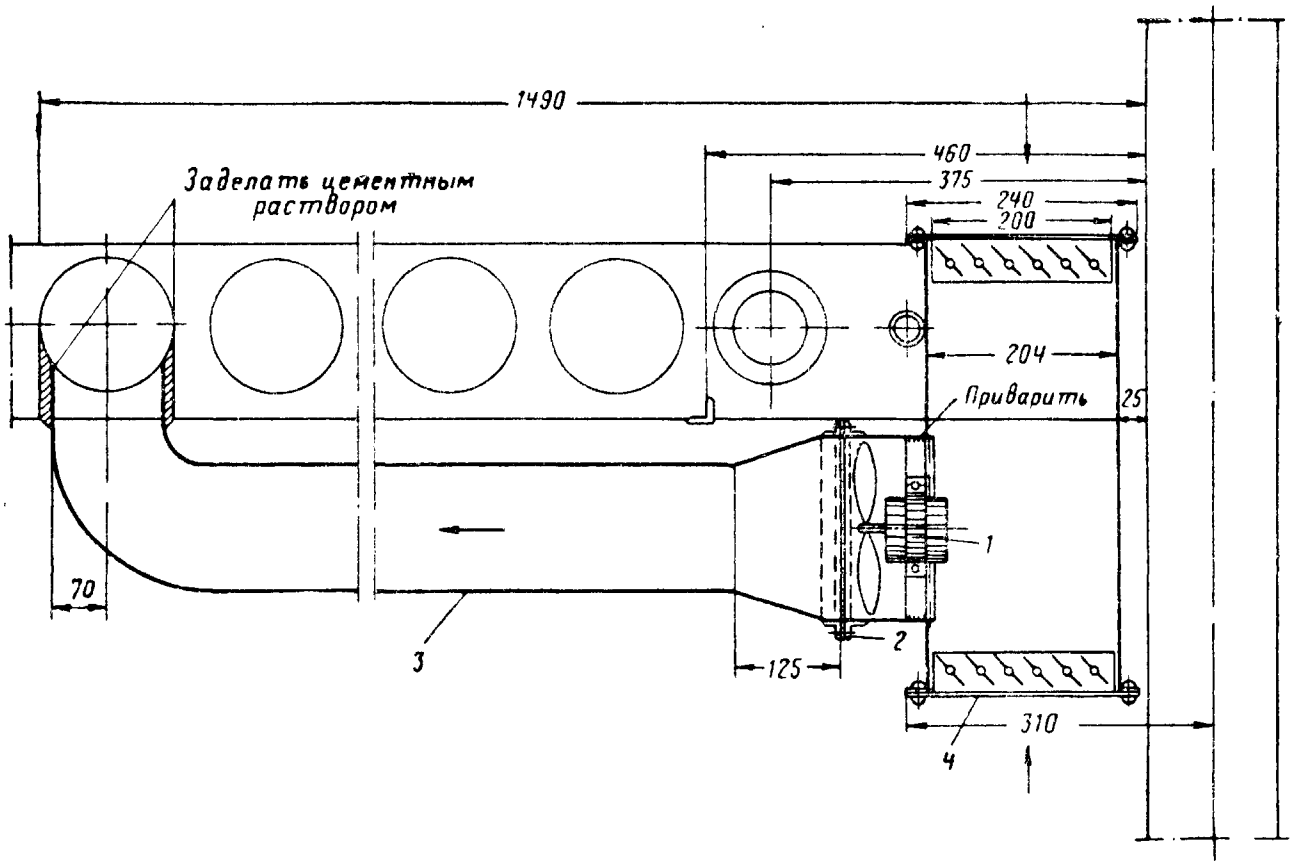


Рис. 6.1. Установка индивидуального вытяжного вентилятора для вентиляции кухни и санузла

1 — осевой вентилятор; *2* — фланец; *3* — патрубок стальной; *4* — решетка

При полной герметизации газового тракта и заборе воздуха для горения снаружи с отводом газа непосредственно от конфорок в газоход устройство усиленной вытяжки из кухонь не обязательно.

Каналы вытяжной вентиляции следует по возможности располагать рядом с дымоходами.

Минимальные размеры жалюзийных решеток: в кухнях одно-, двух- и трехкомнатных квартир без установки вытяжных вентиляторов — 20×25 *см*; в уборных и ванных комнатах — 15×15 *см*; в объединенных санузлах — 15×20 *см*.

Неподвижные вытяжные решетки без жалюзийных клапанов устанавливаются в кухнях; регулируемые — в жилых комнатах и санузлах. Заводами изготовляются вентиляционные решетки из пластмассы с монтажной регулировкой размером 120×200 и 200×200 *мм* и металлические решетки разных размеров обоих типов.

Кратность обмена воздуха в помещениях жилых домов приведена в табл. 6.2.

Машинные отделения лифтов обеспечиваются вентиляцией через форточки или расположенные друг над другом затянутые проволочной сеткой два отверстия, сообщающиеся с лестничной клеткой. Живое сечение верхнего отверстия должно составлять не менее 0,25 $м^2$, а нижнего — 0,15 $м^2$. Отверстия для пропуска тросов могут использоваться для притока воздуха. Блочное помещение должно сообщаться с лестничной клеткой двумя отверстиями в верхней (на уровне 2,1 *м* от пола) и нижней части помещения.

Неэксплуатируемые подвалы и технические подполья при прокладке в них газопроводов должны быть обеспечены вытяжной вентиляцией, рассчитанной на удаление воздуха в объеме не менее однократного обмена в 1 *ч*. При отсутствии газопроводов необходимо удалять не менее 0,5-кратного объема в 1 *ч*. Вытяжку следует осуществлять через обособленные вертикальные каналы во внутренних стенах. В наружных стенах подвалов и технических подполий при отсутствии в них оконных проемов должны предусматриваться специальные отверстия (продухи) для притока воздуха в объеме, равном удаляемому вытяжной вентиляцией. Каналы из нежилых помещений подвалов выводятся до чердака самостоятельно без объединения с каналами из верхних этажей.

Устройство каналов для вытяжки из отдельных помещений рекомендуется выполнять, как правило, по схеме, приведенной на рис. 6.2, *а*. Объединение вытяжных каналов из однородных помещений в сборный канал допускается как исключение при наличии чердачного помещения (рис. 6.2, *б*). В жилых зданиях с числом этажей более шести допускается объединение вентиляционных каналов из каждых четырех-шести этажей в один сборный канал, доведенный до верха здания (рис. 6.2, *в*). При объединении каналов предусматриваются устройства для первичной регулировки системы.

При объединении вытяжных каналов по схеме, приведенной на рис. 6.2, *б*, необходимо соблюдение следующих условий: площадь поперечного сечения сборных

Таблица 6.2

Кратность обмена воздуха в помещениях жилых домов

Наименование помещения	Кратность обмена воздуха в 1 *ч* (по вытяжке)	Примечание
Жилая комната	3 $м^3/ч$ на 1 $м^2$ площади комнат	Но не менее 20 $м^3/ч$ на одного человека
Кухня негазифицированная	3	Но не менее 60 $м^3/ч$
Кухня газифицированная при неработающих газовых плитах:		
2-конфорочной	Не менее 60 $м^3/ч$	Постоянная вентиляция
3-конфорочной	Не менее 75 $м^3/ч$	
4-конфорочной	Не менее 90 $м^3/ч$	
Кухня газифицированная в период работы газовых плит:		
одной 2-конфорочной	Не менее 170 $м^3/ч$	Периодическая вентиляция
» 3—4-конфорочной	Не менее 230 $м^3/ч$	
двух с количеством конфорок более четырех	Не менее 350 $м^3/ч$	
Ванна индивидуальная	25 $м^3/ч$	Постоянная вентиляция
Санузел:		
объединенный	50 »	
раздельный	25 »	
Камера мусоропровода	1,5 »	

Таблица 6.3

Минимальное сечение вытяжных вертикальных каналов в $см^2$

Число жилых комнат в квартире	Высота выброса в *м*				
	до 3,5			более 3,5	
	из кухни	из санузла	из жилой комнаты	из кухни	из санузла
При отсутствии в квартирах приточных устройств					
Одна или две	280 / 300	175 / 195	—	175 / 195	175 / 195
Три и более	350 / 370	175 / 195	175 / 195	350 / 370	175 / 195
При оборудовании квартир приточными устройствами					
Одна или две	175 / 195	175 / 195	—	140 / 155	140 / 155
Три и более	350 / 370	175 / 195	—	280 / 300	140 / 155

Примечание. В числителе приведены данные для каналов круглого сечения, в знаменателе — для каналов прямоугольного сечения.

чердачных коробов и сборной шахты должна быть не менее суммы сечений присоединенных к ним поэтажных каналов; протяженность сборных чердачных коробов от места присоединения вертикального вытяжного канала до выбросной шахты не должна превышать 5 *м*; число поворотов при проходе воздуха на чердаке не должно быть более трех; ближайшими по ходу воздуха к вытяжной шахте должны быть вытяжные каналы верхних этажей; подключение к сборным каналам вытяжных каналов из нежилых помещений нижних этажей запрещается.

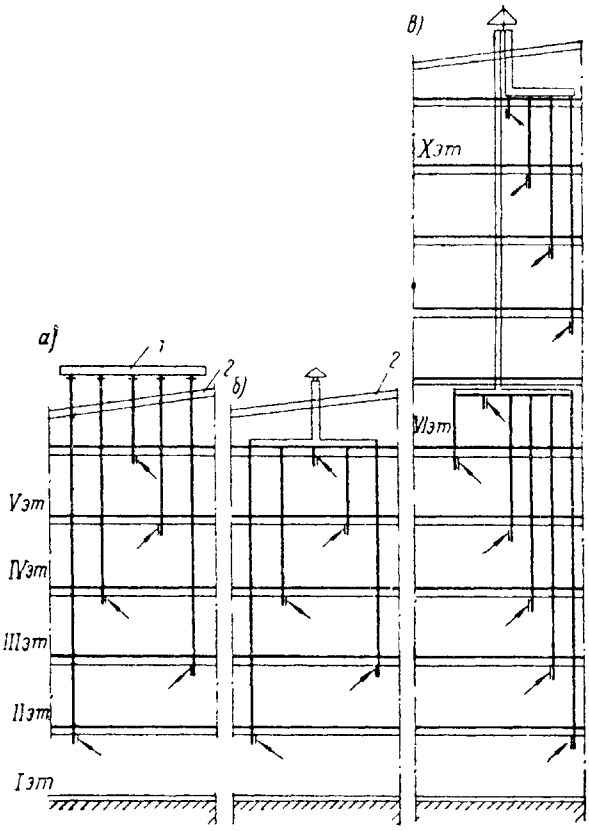


Рис. 6.2. Схемы устройства вентиляционных каналов в многоэтажных жилых домах (5—10 этажей)

а — вытяжка обособленными каналами без объединения их на чердаке; *б* — то же, с объединением каналов на чердаке; *в* — объединение вытяжных каналов из каждых 4—6 этажей в один сборный магистральный канал; *1* — зонт; *2* — кровля

Б. МНОГОЭТАЖНЫЕ ЗДАНИЯ

В жилых зданиях повышенной этажности (10—16 этажей и более) должны предусматриваться системы естественной вытяжной канальной вентиляции. Количество воздуха, удаляемого из квартиры, должно быть не менее 20 $м^3/ч$ на одного живущего. Здание по высоте разделяется на зоны, каждая из которых, как правило, должна соответствовать $^1/_3$ высоты здания.

Устройство вытяжных каналов в жилых зданиях может выполняться по схемам, приведенным на рис. 6.3,*а* или *б* и обособленным в пределах каждой зоны. Каналы верхней зоны, как правило, следует выводить наружу без объединения; устройство сборных вертикальных каналов с присоединением индивидуальных каналов через четыре—шесть этажей разрешается только в пределах нижних $^2/_3$ высоты зданий, т. е. в двух нижних

зонах. Объединение сборных каналов с индивидуальными каналами верхней зоны не допускается.

Пример решения конструктивной схемы вытяжных каналов из кухонь 16-этажного здания приведен на рис. 6.3, *в*.

В кухнях верхней зоны зданий следует предусматривать возможность периодического увеличения естественного воздухообмена путем применения индивидуальных осевых вентиляторов. Каналы из этих помещений должны выводиться наружу отдельно.

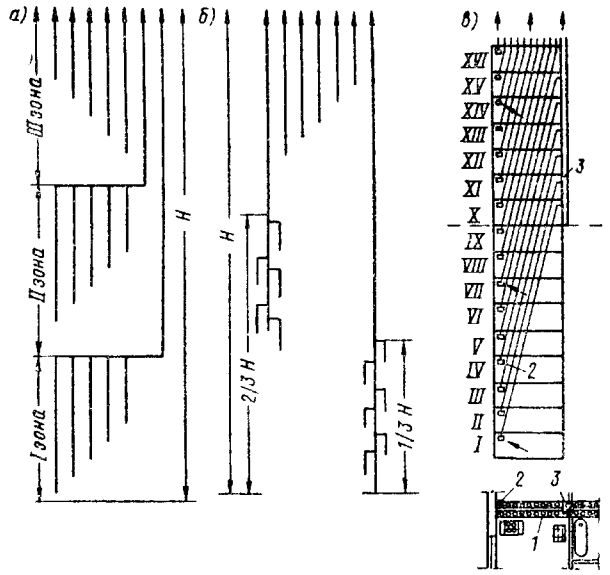


Рис. 6.3. Схемы устройства вытяжных каналов для зданий в 16 этажей и более

1 — бетонный блок с наклонными каналами; *2* — регулируемая жалюзийная решетка; *3* — сборный вертикальный канал

в. ОБЩЕЖИТИЯ

В общежитиях применяется вытяжная вентиляция с естественным движением воздуха. Допускается применение канальной приточной вентиляции, совмещенной с воздушным отоплением жилых комнат. Жилые комнаты в общежитиях и подсобные помещения (за исключением вестибюля) должны иметь вытяжную вентиляцию. В деревянных рубленых каркасных и щитовых зданиях общежитий устройство вытяжной вентиляции из жилых комнат не обязательно.

Душевые с числом душей пять и более, а также бытовые помещения, расположенные в подвалах, должны иметь приточно-вытяжную вентиляцию с механическим побуждением; при числе душей менее пяти допускается устройство вытяжной вентиляции с механическим побуждением с компенсацией удаляемого воздуха за счет подсоса из коридора, для чего в перегородке между раздевальной при душевой и коридором должна быть предусмотрены отверстия с регулируемыми жалюзийными решетками.

Санузлы должны иметь вытяжную вентиляцию с механическим побуждением. Сушилки для обуви и одежды должны обеспечивать просушку вещей в течение 4—6 *ч*.

Кратность обмена воздуха в помещениях общежитий приведена в табл. 6.4.

Таблица 6.4

Кратность обмена воздуха в помещениях общежитий

Наименование помещений	Кратность обмена воздуха в 1 *ч* (по вытяжке)	Примечание
Спальная комната	1,5	
Общая комната и гостиная	0,5	
Кухня и кубовая, не имеющие газового оборудования	3	Не менее 60 *м*³/*ч*
Ванная или душевая общие	5	
Раздевальня при душевой или ванной	5	
Общая уборная	—	50 *м*³/*ч* на 1 унитаз, 25 *м*³/*ч* на 1 писсуар
Общая умывальня, кладовая и камера хранения, гардероб, комната для чистки одежды и обуви	1	

г. ГОСТИНИЦЫ

В гостиницах при водяном отоплении (за исключением кухонных блоков и ресторанов) проектируется, как правило, вытяжная вентиляция санузлов при номерах или непосредственно из номеров, не имеющих санузлов.

Вытяжная вентиляция номеров рассчитывается на естественную тягу через самостоятельные для каждого номера каналы. В гостиницах I класса указанное устройство вытяжной вентиляции дополняется вентиляторами, устанавливаемыми в сборных каналах, для использования в теплый период года.

Централизованная подача подогретого воздуха в коридоры и холлы в объеме, превышающем 0,5-кратный обмен обслуживаемых номеров, предусматривается в гостиницах I класса независимо от числа мест, а в гостиницах общего назначения с числом мест более 200. Во внеклассных гостиницах подогретый воздух подается непосредственно в номера.

В гостиницах допускается устраивать воздушное отопление, совмещенное с приточной вентиляцией при подаче воздуха в жилые номера.

Вытяжная вентиляция канальная с естественным побуждением предусматривается в номерах (без санузлов) и подсобных помещениях общего пользования (за исключением вестибюля, кладовой для ручного багажа, склада запасной мебели и инвентаря). В деревянных рубленых, каркасных и щитовых зданиях гостиниц устройство вытяжной вентиляции не обязательно.

При расположении индивидуальных санузлов в номерах вытяжная вентиляция непосредственно из номеров не предусматривается. Удаление воздуха осуществляется через санузлы.

Из комнат для чистки одежды и обуви вытяжку рекомендуется устраивать самостоятельными каналами с механическим побуждением; допускается присоединение этих каналов на чердаке к сборному вытяжному коробу санузлов.

В вестибюль при наличии централизованного притока подается подогретый воздух в объеме, компенсирующем удаление воздуха из близлежащих вспомогательных помещений, но не менее двукратного обмена в 1 *ч*; в случае непосредственного совмещения вестибюля с гардеробом надлежит предусматривать вытяжку из

последнего. Подсобные помещения проветриваются через форточки или фрамуги.

Вытяжные каналы из каждого номера гостиницы должны быть обособлены; объединение их общим сборным каналом допускается только на чердаке. Вентиляция встроенных помещений — закусочных, ресторанов и др. — осуществляется самостоятельными отдельными системами по указаниям соответствующих глав настоящего справочника.

В высотных гостиницах, размещаемых в зданиях высотой 10 этажей и более, для соблюдения равномерной раздачи воздуха в поэтажные коридоры рекомендуется предусматривать между приточной камерой и каналами промежуточную камеру статического давления с установкой в ней диафрагм или клапанов в каналах для регулирования объема воздуха, подаваемого по этажам.

В гостиницах на 500 номеров и более в ряде номеров следует обеспечивать создание оптимальных параметров воздушной среды (см. табл. 1.1) в пределах расчетных наружных параметров Б, предусматривая для этой цели в случае необходимости кондиционирование воздуха.

Кратности обмена воздуха в помещениях гостиниц приведены в табл. 6.5.

Таблица 6.5

Кратность обмена воздуха в помещениях гостиниц

Наименование помещения	Кратность обмена воздуха в 1 *ч* (по вытяжке)	Примечания
Номер гостиницы	1	3 *м*³/*ч* на 1 *м*² площади комнаты
Общая комната и гостиная	0,5	
Ванная или душевая общие	0,5	
Ванная индивидуальная	—	25 *м*³/*ч*
Уборная индивидуальная	—	25 »
» общая	—	50 » на 1 унитаз, 25 *м*³/*ч* на 1 писсуар
Санузел при номере	—	50 *м*³/*ч* (с проверкой по кратности для номера гостиницы)
Бельевая, вещевая	0,5	
Умывальня общая, гардероб, комната для чистки одежды и обуви, кладовые и камеры хранения	1	

6.3. АДМИНИСТРАТИВНЫЕ ЗДАНИЯ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ ПОМЕЩЕНИЯ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ [1]

В административно-конторских помещениях объемом до 1500 *м*³ проектируется вытяжная вентиляция с механическим побуждением.

При объеме помещений более 1500 *м*³ для возмещения удаляемого воздуха устраивается приточная система вентиляции с подогревом наружного воздуха. Приточный воздух может подаваться в вестибюль, холлы и коридоры без разводки его воздуховодами. В залах совещаний устраивается самостоятельная приточно-вытяжная вентиляционная система. В светокопировальных помещениях при наличии в них промывочных машин кроме общеобменной вентиляции устраивается местный отсос воздуха от машин. Количество удаляемого воздуха определяется из условия создания скорости его движения в рабочем проеме укрытия не менее 0,7 *м/сек*.

Кратности воздухообмена в помещениях административных и вспомогательных зданий приведены в табл. 6.6.

Таблица 6.6

Кратность обмена воздуха в помещениях административных и вспомогательных зданий

Наименование помещений	Кратность обмена воздуха в 1 *ч*	
	приток	вытяжка
Рабочие комнаты, кабинеты, конструкторские бюро, библиотеки, помещения общественных организаций	1,5	1,5
Общие рабочие комнаты (более 30 человек)	По расчету	
Залы совещаний	3	3
Помещения технических архивов	—	0,5
Помещения светокопировальных	2	По расчету с учетом местных отсосов, но не менее 3
Помещения телефонных и радиоузлов	2	3
Гардероб	—	1
Буфет или комната для принятия пищи	—	1
Уборные	—	50 *м*³/*ч* на 1 унитаз, 25 *м*³/*ч* на 1 писсуар
Курительные	—	10
Вестибюль	По балансу, но не менее 2	—
Помещения душей	—	По расчету, но не менее 5
Умывальни	—	1
Раздевальни при душевых	5	Из душевых
Помещения для кормления грудных детей	—	2
То же, для личной гигиены женщин	—	2
То же, для обогревания работающих	—	1

Во вспомогательных помещениях промышленных предприятий должна предусматриваться вытяжная вентиляция с механическим побуждением: в душевых — с количеством душевых сеток пять и более; в уборных — с количеством унитазов пять и более; в душевых и уборных — с количеством душевых сеток или унитазов менее пяти при наличии механической вентиляции в соседних помещениях, а также в курительных, светокопировальных мастерских, в помещениях для сушки, обезвреживания и обеспыливания рабочей одежды.

Во всех остальных вспомогательных помещениях вытяжная вентиляция может устраиваться как с механическим, так и естественным побуждением.

Вытяжные отверстия в курительных высотой до 3 *м* должны располагаться под потолком; при высоте курительной более 3 *м* в двух зонах — под потолком и на высоте 2 *м* от пола.

Не допускается объединять в одну общую вытяжную систему административные, конторские и тому подобные помещения с уборными, курительными, душевыми и умывальнями.

[1] См. также СНиП II-М.3-68 «Вспомогательные здания и помещения промышленных предприятий. Нормы проектирования».

Приточная вентиляция должна устраиваться с механическим побуждением. Приточный воздух для компенсации вытяжки из душевых следует подавать через раздевальни.

Между административно-конторскими помещениями, размещаемыми в производственных зданиях, и цехами с выделением вредных веществ с предельно допустимой концентрацией в воздухе рабочей зоны 0,1 *мг/л* и менее должны предусматриваться коридоры и шлюзы, в которые должен подаваться приточный воздух из расчета трехкратного воздухообмена коридора или шлюза.

6.4. ОБЩЕСТВЕННЫЕ ЗДАНИЯ

А. ДЕТСКИЕ УЧРЕЖДЕНИЯ

В помещениях детских садов и яслей устраивается, как правило, приточно-вытяжная вентиляция с естественным побуждением. В отдельно стоящих зданиях детских учреждений рекомендуется применение вытяжных малогабаритных осевых вентиляторов, устанавливаемых у входа в вертикальный вытяжной канал санузла.

Вытяжная вентиляция из спален и комнат дневного пребывания детей осуществляется: в отдельно стоящих зданиях — с естественным побуждением, отдельно для каждой детской группы; в помещениях, встроенных в первые этажи жилых домов, — отдельной системой, не связанной с общей системой дома, с естественным побуждением, отдельно для каждой детской группы.

Подачу наружного воздуха с подогревом в приточных шкафах или в подоконных приточных устройствах рекомендуется устраивать в детских комнатах, изоляторах и комнатах медицинского персонала. Допускается применение агрегатов для децентрализованного притока неподогретого воздуха струями, настилающимися на потолок.

При высоте детских помещений менее 3 *м* устройство притока подогретым наружным воздухом обязательно. Помещения с пребыванием детей не менее 50% окон должны иметь верхние откидные фрамуги с приборами для открывания и с боковыми щитами для направления движения наружного воздуха вверх. В санузлах необходимо предусматривать вытяжную вентиляцию с механическим побуждением. Конструкция вытяжной камеры не должна препятствовать естественному движению воздуха при выключенном вентиляторе.

Вытяжку из сушильного шкафа для шапок, валенок и одежды следует присоединять к отдельному внутристенному каналу и общей вытяжной шахте на чердаке (рис. 6.4). Подавать в нагревательные приборы сушильных шкафчиков перегретую воду или пар не допускается.

В кухнях с оборудованием на твердом и газообразном топливе необходимо предусматривать приточно-вытяжную вентиляцию. Над плитой в кухне рекомендуется устраивать съемные завесы-шторки (см. п. 6.4 «К»).

При установке в кухне газовой плиты типа ПГР-3М (теплоотдача 5000 *ккал/ч*) и водонагревателя типа «Титан» (теплоотдача 2000 *ккал/ч*) для расчета воздухообмена учитывается тепловыделение только от плиты с коэффициентом загрузки 0,7. Количество тепла, уходящего под шторку, принимается в размере 80% тепла, выделяющегося от плиты.

Приток наружного воздуха в кухню (при плите указанного типа) осуществляется через приточный шкаф производительностью 500 *м³/ч* с радиаторами, присоединяемыми к общей системе отопления здания (рис. 6,5). Подогрев наружного воздуха принимается до 10° С.

В помещениях для стирки должна предусматриваться вытяжная естественная канальная

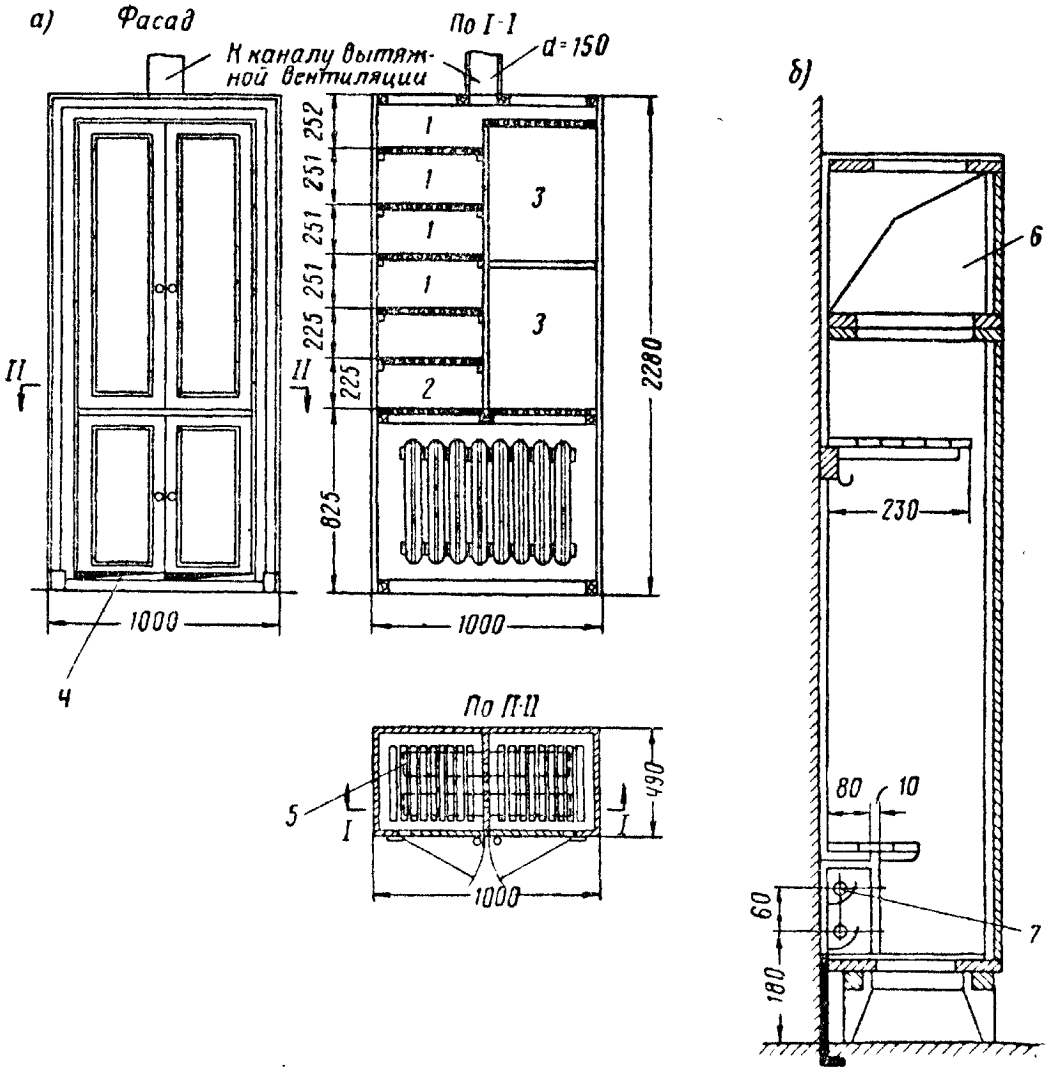


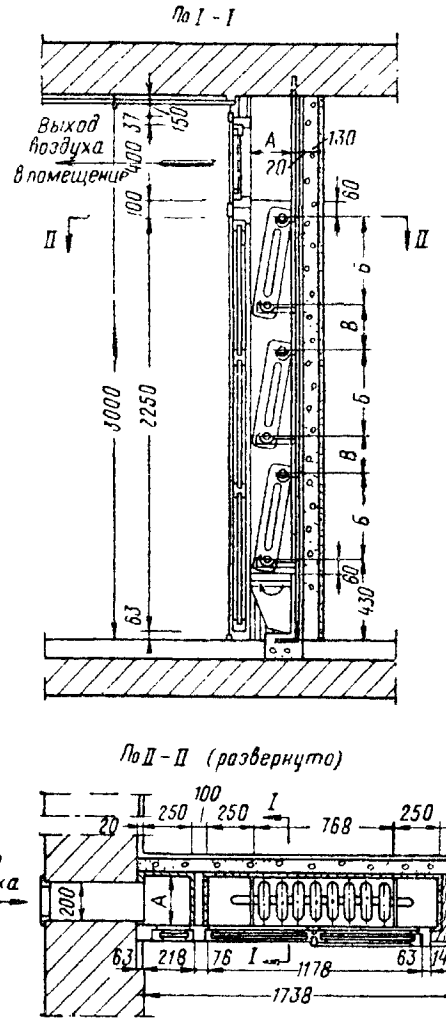
Рис. 6.4. Сушильный шкаф для детских вещей

а — с радиатором; *б* — с регистром из труб; *1* — для шапок; *2* — для валенок; *3* — для верхнего платья; *4* — щель для притока воздуха; *5* — 2 радиатора по 8 секций; *6* — вентиляционный канал 250×200 (*h*); *7* — регистр из двух труб *d*=25 *мм*

вентиляция из расчета 150 *м³/ч* на каждую кулису при разности температур внутреннего и наружного воздуха 10°. При расчете кулис принимают расход белья на одного ребенка в месяц.

в детских яслях	40 *кг*
» » садах	30 »

Приток наружного воздуха в объеме, компенсирующем вытяжку, осуществляется через приточные шкафы, которые рассчитываются на подогрев наружного воздуха от —5 до 20° С. Вытяжные каналы следует вы-



Размеры шкафа в *мм*

№ модели	*А*	*Б*	*В*
4	400	440	224,5
3,5	350	410	196,5
3	300	480	181,5
2,6	260	450	166,3
2,3	230	500	151,5

Рис. 6.5. Приточный шкаф для кухонь детских учреждений

полнять из асбестоцементных труб, закладывая их в толще внутренних капитальных стен или в перегородках.

Кратности воздухообмена в помещениях детских учреждений приведены в табл. 6.7.

Таблица 6.7

Кратность обмена воздуха в помещениях детских садов и яслей

Наименование помещений	Кратность обмена воздуха в 1 *ч* (по вытяжке)
Групповая	1,5
Игральная, столовая	1,5
Уборная	5
Туалетная ясельных групп	2
То же, для детей в возрасте от 3 до 7 лет:	
умывальня	2
уборная	5
Комната для заболевших детей и изолятор	1,5
Спальня-веранда	1,5
Раздевальня	1,5
Комната администрации	0,5
То же, медицинского персонала	1,5
Приемная	1,5
Кухня	По расчету согласно п. 6.4«К»
Комната для хранения чистого белья	0,5
Стирально-разборочная и сушильно-гладильная	По расчету согласно п. 6.4«Е», но не менее 5
Зал для физкультурных и музыкальных занятий и игр	1,5

Б. ОБЩЕОБРАЗОВАТЕЛЬНЫЕ ШКОЛЫ

В зданиях школ обязательно устройство приточно-вытяжной вентиляции с механическим побуждением. Допускается устройство воздушного отопления, совмещенного с вентиляцией и подачей воздуха в учебные помещения, с рециркуляцией воздуха в нерабочее время.

В школьных зданиях проектируются самостоятельные системы вентиляции следующих групп помещений: учебные, актовый и гимнастический залы, спальные комнаты в школах-интернатах; ванно-душевые отделения и помещения для сушки одежды в школах-интернатах; кухонные блоки и обеденные залы, мастерские, санузлы.

Вытяжные системы от ученических и демонстрационных лабораторных шкафов должны проектироваться обособленно от других систем.

Вентиляцию учебных помещений и учительских надлежит рассчитывать на ассимиляцию избыточных тепловыделений, влаговыделений и углекислоты с тем, чтобы температура внутреннего воздуха в холодный период года находилась в пределах 16—22° С, влажность — от 30 до 60% и содержание CO_2 — до 1 *л/м³*.

В зависимости от климатических районов и расчетных отопительных температур (параметры Б) рекомендуется применение следующих вентиляционных устройств:

а) при расчетной наружной температуре до —30° С — децентрализованная подача неподогретого воздуха местными агрегатами в верхнюю зону (под потолок) с естественной вытяжкой из помещений и частичным удалением воздуха через санузлы;

б) при температуре ниже —30° С — централизованная приточно-вытяжная вентиляция с подогревом воздуха с механическим побуждением.

Для расчета вентиляции учебных помещений и учительской следует принимать параметры А для холодного периода года.

Нагревание воздуха, поступающего в помещение от децентрализованных приточных агрегатов без подо-

грева, с подачей его в помещение струей, настилающейся на потолок, осуществляется за счет тепловыделений в вентилируемых помещениях.

Число агрегатов определяется в зависимости от потребного воздухообмена в соответствии с табл. 6.8.

Таблица 6.8

Кратность обмена воздуха в помещениях школ

Наименование помещений	Кратность обмена воздуха в 1 *ч*	
	приток	вытяжка
Классы, лаборатории, учебные кабинеты	По расчету	
Помещение уголка живой природы	3	3
Рекреационные помещения	Естественное проветривание через фрамуги	
Буфет, кубовая, обеденные залы	3	4
Актовый зал	20 *м*³/*ч* на одного человека (в III и IV климатических районах 40 *м*³/*ч*)	
Гимнастический зал	80 *м*³/*ч* на одного человека	
Библиотека, хранилище, канцелярия, кабинеты директора и заведующего воспитательной частью	—	1
Учительская, комнаты общественных организаций	По расчету	
Кабинет врача	—	1
Спальные корпуса школ-интернатов:		
спальные комнаты	—	1,5
душевые, ванные	—	5
кладовые, камеры хранения	—	1
Подсобные помещения буфета:		
помещения для мойки посуды	4	6
мясная, рыбная, овощная, заготовительная	3	4
раздаточная	1	—
Мастерская по обработке металла	20 *м*³/*ч* на одного человека	20 *м*³/*ч* на одного человека, в том числе механическая вытяжка от электроточила 250 *м*³/*ч*
То же, древесины	То же	20 *м*³/*ч* на одного человека, в том числе местный отсос от клееварки 350 *м*³/*ч*
Уборные общие	—	50 *м*³/*ч* на 1 унитаз, 25 *м*³/*ч* на 1 писсуар
Умывальные комнаты	—	1
Комнаты чистки одежды и обуви	—	3
Вестибюль, гардеробы, кладовые для одежды и обуви	—	1,5

Независимо от наличия вентиляции оконные фрамуги устраиваются во всех учебных помещениях. Количество окон с открывающимися фрамугами должно быть не менее 50%. Во избежание образования холодных потоков в помещении конструкция фрамуг должна обеспечивать хорошее регулирование поступления воздуха и направление его в верхнюю зону.

В химической лаборатории кроме вытяжной канальной вентиляции предусматривается вытяжка с механическим побуждением из ученических и демонстрационных химических шкафов.

При отсутствии самостоятельного вентилятора в конструкции вытяжного шкафа на чердаке устанавливается отдельный вытяжной агрегат с осевым вентилятором и электродвигателем, помещенным вне воздуховода. Управление агрегатом предусматривается у вытяжного шкафа. При наличии в конструкции вытяжного шкафа самостоятельного вытяжного вентилятора напорный воздуховод от него выводится наружу выше кровли. Ученические химические шкафы могут быть соединены попарно и обслуживаться одним вытяжным вентилятором.

Количество и размеры рабочих отверстий при расчетах объемов вытяжки принимают: в ученических шкафах — два отверстия размером 0,6×0,5 *м* каждое; в демонстрационных — одно отверстие размером 0,94××0,5 *м*. Расчетная скорость движения воздуха в рабочем отверстии при полностью открытой шторке принимается:

для ученического шкафа . . . . . 0,5 *м/сек*
» демонстрационного шкафа . . . . 0,7 »

При отсутствии приточной вентиляции в помещении химической лаборатории устанавливается приточный шкаф с радиаторами, присоединенными к системе отопления (см. рис. 6.5).

Гимнастический зал оборудуется отдельной установкой вытяжной вентиляции с механическим побуждением. Подсобные помещения должны иметь самостоятельные вытяжные каналы.

Управление работой механической вытяжной вентиляции классных и лабораторных помещений, учебных кабинетов (за исключением вытяжных шкафов) и мастерских рекомендуется предусматривать дистанционно из учительской.

В спальных корпусах школ-интернатов проектируется устройство естественной вытяжной вентиляции через самостоятельные для каждой спальной комнаты каналы. В ванно-душевых отделениях, помещениях для сушки одежды, помещениях с вытяжными шкафами и санузлах проектируются системы механической вытяжной вентиляции. При смежном расположении умывальной комнаты и уборной вытяжку следует предусматривать только из уборной.

В. ЛЕЧЕБНО-ПРОФИЛАКТИЧЕСКИЕ УЧРЕЖДЕНИЯ

Для всех помещений больниц обязательно устройство механической вытяжной вентиляции, за исключением инфекционных корпусов, где для каждого бокса предусматривается естественная вытяжная вентиляция с установкой дефлекторов.

Для всех помещений больниц обязательна механическая приточная вентиляция с подогревом воздуха, за исключением помещений с небольшой кратностью обмена (1—1,5), где могут устанавливаться приточные шкафы (с дверцами для очистки и дезинфекции нагревательных приборов). В помещениях поликлиник и амбулаторий при наличии в них физиотерапевтических, рентгеновских, операционных отделений и лабораторий следует устраивать механическую приточно-вытяжную вентиляцию.

Системы приточной и вытяжной вентиляции лечебно-профилактических учреждений должны проектироваться раздельными для различных групп помещений. Объединение нескольких помещений одной вентиляционной установкой допускается только для помещений с одинаковым режимом, если разрешается сообщение их между собой и исключается пребывание в этих помещениях туберкулезных и других инфекционных больных. Самостоятельными вытяжными системами должны обслуживаться следующие группы помещений: радиотерапевтические отделения, грязелечебницы, водолечебницы, рентгеновские отделения, радиологические отделения, операционные блоки чистые и гнойные, родовые, перевязочные, мельцеровские боксы и полубоксы, палаты-изоляторы, дезинфекционные отделения, санузлы, хлорные камеры и т. д.

Приточный воздух подается непосредственно в каждое помещение для лечебных процедур; в остальные помещения допускается подавать воздух через коридор по балансу вытяжки.

Дополнительное количество приточного воздуха по балансу с вытяжным следует подавать в вестибюли, ожидальни и тому подобные общие помещения. Обработка наружного воздуха производится в центральных приточных камерах с механическим побуждением или в местных приточных шкафах с естественным движением воздуха.

Операционные должны иметь расположенные в непосредственной близости к ним приточные установки, рассчитанные на обслуживание одной или группы операционных. Для групповых операционных отделений следует проектировать кондиционирование воздуха.

Очистка наружного воздуха в приточных установках операционных обязательна; промывка и увлажнение воздуха предусматривается в случае устройства центральных приточных установок. Приточный воздух для родовых, операционных блоков и рентгеновских кабинетов должен очищаться от микроорганизмов и болезнетворных микробов в электростатическом фильтре, устанавливаемом последовательно за вентилятором кондиционера или приточной установки.

В отдельных операционных, предназначенных для мелких операций (например, в поликлиниках), допускается предусматривать индивидуальные приточные установки с приточным шкафом, расположенным в смежном помещении (рис. 6.6). Очистка воздуха в этих установках предусмотрена при помощи ватного фильтра.

Вытяжка воздуха из помещений операционных и наркозных должна производиться из верхней и нижней зон. В конструкции системы вентиляции и оборудования должны быть предусмотрены меры по обеспечению взрывобезопасности.

Вентиляционные обмены в кабинетах электро-, свето- и теплолечения, указанные в табл. 6.9, допускается принимать для предварительных расчетов. Окончательные воздухообмены принимаются по расчету на удаление

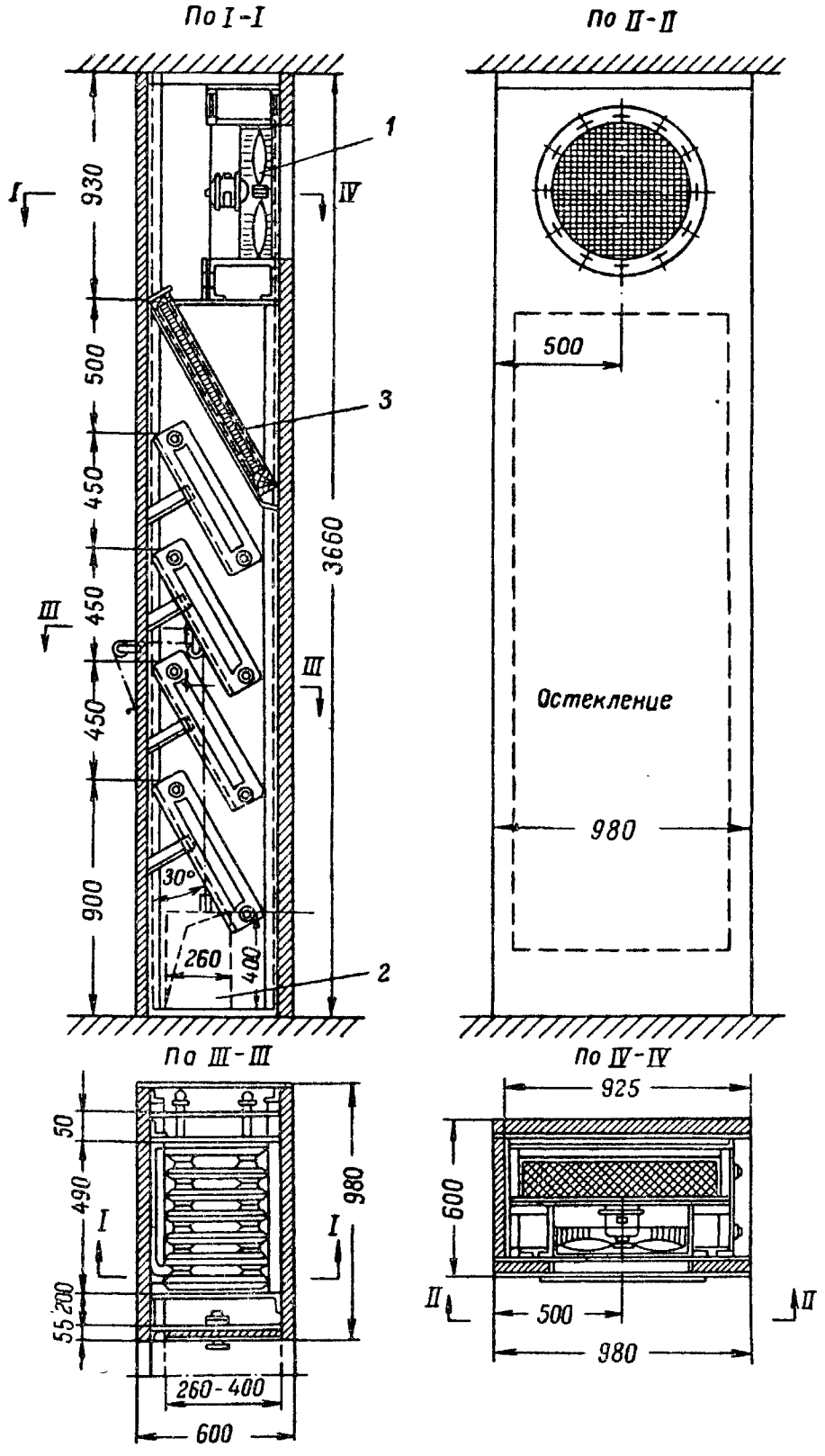


Рис. 6.6. Приточный шкаф для операционных

1 — осевой вентилятор МЦ № 5 с электродвигателем (η=0,6, n=1400 *об/мин*); *2* — воздухозаборное отверстие в наружной стене; *3* — фильтр

Таблица 6.9

Кратность обменов воздуха в помещениях лечебно-профилактических учреждений

Наименование помещения	Кратность воздухообмена в 1 ч	
	приток	вытяжка
Палаты на 1 койку:		
для взрослых	40 м³/ч	40 м³/ч
» детей	20 »	20 »
» недоносков	15 »	15 »
Мельцеровские боксы и полубоксы (палаты)	—	1,5
Смотровые боксы:		
смотровой кабинет	1,5	1
санузел	—	50 м³/ч на 1 унитаз
Перевязочные, манипуляционные, гипсовые, пневмотораксные, предоперационные, электрокардиографические, предродовые, электролечебные кабинеты	1,5	2
Врачебные смотровые кабинеты, ассистентские и рецептурные аптеки	1	1
Операционная, родовая	6	5
Ванная комната	—	2
Ванные, душевые, грязевые, лечебные залы физиотерапевтических отделений	3	5
Свето-теплолечебные, рентгеновские и флюорографические кабинеты	4	5
Умывальная комната	—	1
Помещения для грязного белья, мытья суден, клеенок, хранения предметов уборки	—	5
Помещения для исследований	1	5
Административные и хозяйственные (канцелярия, справочная и др.)	—	1
Вестибюль (ожидальни)	По балансу, но не менее 2	2 (из гардероба)
Аптеки (встроенные)		
Приемно-рецептурная, ассистентская, материальная	—	1
Асептическая	—	3
Коктории	—	2
Моечная	3	4
Кубовая - стерилизационная	2	3
Паталого-анатомические отделения		
Секционная	1	4
Комната подготовки трупов, хранение трупов	—	3
Дезинфекционные отделения		
Приемная	—	4
Дезкамера:		
грязная половина	2	8
чистая »	6	2
Радиологические отделения	По специальным нормам Министерства здравоохранения СССР	
Помещения кухонного блока	По указаниям п. 6.4«К»	
Поликлиники и амбулатории		
Ожидальни, врачебные кабинеты	—	1
Перевязочные, манипуляционные, гипсовые, пневмотораксные хирургические	—	2

Продолжение табл. 6.9

Наименование помещения	Кратность воздухообмена в 1 ч	
	приток	вытяжка
Физиотерапевтические отделения		
Ожидальни, комнаты отдыха	3	2,5
Ванные и душевые	—	5
Раздевальни	По балансу с ванными	1,5
Комнаты укутывания	2	3
То же, тепловых процедур и теплолечения	5	6
Кабинеты гидротерапии, электро- и светолечения	4	5
Кабинет лечения токами высокого и низкого напряжения	2	2
Помещение кварцевого облучения	3	4
Фотарий	2	3
Грязехранилище и регенерация грязи	—	3
Грязевая кухня	—	5
Помещение грязевых процедур	3	4
Механотерапия и массаж	1	2
Рентгеновские отделения		
Кабинет для рентгенодиагностики и рентгенотерапии	5	7
Аппаратная	2	3
Фотолаборатория	2	2
Лаборатории		
Кабинеты исследования	1	3
Средоварка	—	3
Вспомогательные помещения	1	3
Моечная	2	3
Буфетные, хозяйственные, инвентарные, бельевые	—	1
Уборные	—	50 м³/ч на 1 унитаз, 25 м³/ч на 1 писсуар

вредностей. Приток воздуха для этой группы помещений рассчитывается на поглощение теплоизбытков и предусматривается от отдельной приточной камеры.

Подача приточного воздуха, а также вытяжка удаляемого воздуха производятся из верхней зоны помещений. В грязелечебные кабинеты, бассейны регенерации и в помещения для нагрева грязи приток подается в верхнюю зону, а вытяжка организуется из верхней и нижней зоны.

Вентиляция для рентгеновских диагностических кабинетов с аппаратами закрытого типа предусматривается приточно-вытяжная.

Приток во всех случаях подается в верхнюю зону помещения рентгенокабинета и фотолаборатории при нем.

Удаление воздуха из верхней зоны рентгеновского кабинета осуществляется на расстоянии 0,6 *м* от потолка и из нижней — 0,5 *м* от пола; из фотолаборатории — из верхней зоны помещения. Кабинеты рентгенотерапии вентилируются аналогично рентгенодиагностическим кабинетам, но с повышенным воздухообменом. Помещения, обслуживаемые отдельными вентиляционными системами (рентгеновские кабинеты и др.), должны иметь дистанционное управление работой агрегатов непосредственно из рабочего помещения.

Аптеки, размещаемые в отдельно стоящих зданиях и занимающие два и более этажа, оборудуются приточно-вытяжной вентиляцией с механическим побуждением. Вентиляция приемной-рецептурной, ассистентской, коктория, материальной, мойки стерилизационной и санузла выделяется в отдельные вытяжные системы.

Кратности воздухообмена в помещениях для расчета вентиляции указаны в табл. 6.9.

Г. КИНОТЕАТРЫ И КЛУБЫ

При числе мест 600 и более в зрительных залах следует предусматривать создание оптимальных параметров воздушной среды (см. табл. 1.1) в пределах расчетных наружных параметров Б, предусматривая для этой цели в случае необходимости кондиционирование воздуха.

В кинотеатрах до 600 мест круглогодичного действия и в клубах проектируется приточно-вытяжная вентиляция. В зданиях клубов и кинотеатров с печным отоплением устраивается вытяжная вентиляция с естественным движением воздуха без организованного притока. В летних кинотеатрах приточно-вытяжную вентиляцию следует предусматривать только в зрительных залах и киноаппаратных.

Воздухообмены в зрительных залах кинотеатров и клубов надлежит определять по расчету с учетом тепло- и влаговыделений зрителями, но назначать не менее указанных в табл. 6.10.

Тепловыделения и влаговыделения зрителями принимаются по данным п. 2.2.

Теплопоступления от источников электроосвещения в зрительных залах кинотеатров и клубов не учитываются; в фойе и кулуарах теплопоступления учитываются при расположении источников тепла на высоте 4 *м* от уровня пола и выше в размере 25%, а при расположении источников тепла ниже 4 *м* от уровня пола в размере 50% установленной мощности. Расчетное количество зрителей для определения обмена воздуха принимается равным количеству мест в зале.

В зрительных залах клубов и кинотеатров круглогодичного действия надлежит проектировать: приточную вентиляцию с механическим побуждением и рециркуляцией воздуха в холодный и переходный периоды года в объеме до 50% объема притока; вытяжную вентиляцию с естественным побуждением, осуществляемую через шахты с устройством вытяжных отверстий в потолке или в верхней зоне зала.

Рекомендуются следующие схемы вентиляции:

а) в залах без балконов на 400 мест — подача в верхнюю или среднюю по высоте зоны со стороны кинопроекционной (рис. 6.7, *I*);

б) в залах с числом мест более 400 — подача притока: в верхней зоне задней торцовой стороны — сосредоточенными струями (рис. 6.7, *II* и *III*) или через приточные решетки в потолке, наклоненные в сторону сцены (рис. 6.7, *IV* и *V*), или через плафоны в потолке (рис. 6.7, *VI*);

в) при наличии балкона дополнительный приток — под потолком балкона через решетки в задней стене в объеме, соответствующем количеству этих мест (рис. 6.7, *III* и *V*).

Вытяжные отверстия располагаются: в потолке или в верхней зоне стен у портала сцены, или перед антрактным занавесом. Не допускается располагать вытяжные и рециркуляционные отверстия под балконом и над ним.

Таблица 6.10

Кратность обмена воздуха в помещениях кинотеатров и клубов

Наименование помещений	Кратность обмена воздуха в 1 *ч*	
	приток	вытяжка
Зрительные залы клубов и кинотеатров	По расчету, но не менее 20 *м*³/*ч* наружного воздуха на 1 место в залах	
Фойе в клубах	По балансу вытяжки из обслуживающих помещений	—
» » кинотеатрах	По расчету, но не менее 20 *м*³/*ч* на одного человека	
Кинопроекционная, оборудованная кинопроекторами с дуговыми лампами, при экране:		
обычном	700 *м*³/*ч* на 1 работающий проектор и, кроме того, 2	2
широком	1400 *м*³/*ч* на 1 работающий проектор и, кроме того, 2	2
То же, оборудованная кинопроекторами с лампами накаливания	Не менее 20 *м*³/*ч* на одного работающего	
Вестибюль и кулуары кинотеатров и кассовый вестибюль в клубах	По балансу, но не менее 2	—
Кассы кинотеатров	—	—
Вестибюль с гардеробом в клубах	По балансу, но не менее 2	— (Вытяжка из гардероба)
Кислотная	—	3
Перемоточная	— (Приток в кинопроекционную)	2
Аккумуляторные:		
щелочная	— (Приток в коридор или тамбур)	3
кислотная	—	10
Электросиловая	—	1
Плакатная мастерская	—	2
Малый зал — аудитория в клубах	По расчету	
Комната для занятий кружков и для отдыха	—	1
Библиотека-читальня	2	2
Спортивный зал	По расчету, но не менее 80 *м*³/*ч* наружного воздуха на одного спортсмена и 25 *м*³/*ч* наружного воздуха на одного зрителя	
Биллиардная	—	10
Репетиционный зал	2	3
Артистические комнаты	—	1
Раздевальня спортсменов	2	2
Столярная мастерская	—	2
Комната врача	—	1
Уборные	—	100 *м*³/*ч* на 1 унитаз, 25 *м*³/*ч* на 1 писсуар
Душевые	—	5
Курильня	—	10
Административные помещения	—	2
Буфет	2	3

Подвижность воздуха на уровне голов зрителей не должна превышать:

при $t_{р.з}=18\div21°$ С	0,15 *м/сек*
» $t_{р.з}=22\div25°$ С	0,25 »
» $t_{р.з}>25°$ С	0,3 »

Примечание. $t_{р.з}$ —температура воздуха в рабочей зоне.

При расчетах распределения воздуха рекомендуется соблюдение следующих положений:

1) приточный воздух в партер зрительного зала следует подавать через отверстия в стенах на высоте 3—6 *м* от пола;

2) расстояние от пола до низа приточного отверстия в задней стене балкона или подбалконного прост-

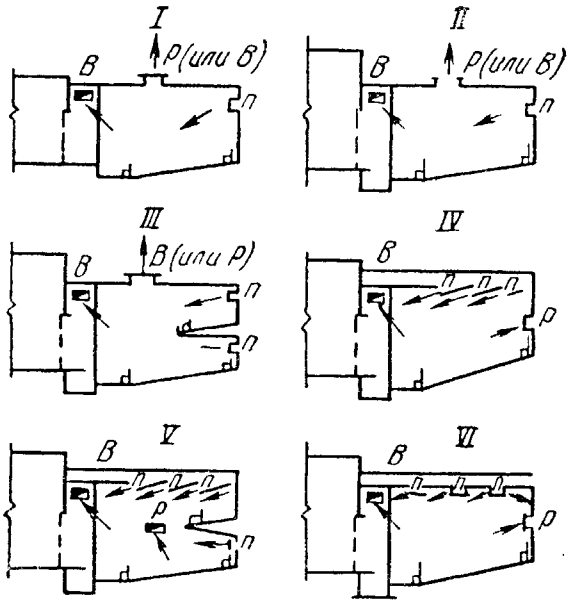


Рис. 6.7. Схемы вентиляции зрительных залов

I—VI — номера схем; *П* — приток; *В* — вытяжка; *Р* — рециркуляция

ранства следует принимать не менее 2,1 *м* с направлением приточного факела параллельно потолку и установкой решеток с регулирующими лопатками;

3) температура приточного воздуха при выпуске его через отверстия в стенах на высоте до 2 *м* от пола не должна отличаться от температуры воздуха в этой зоне более чем на 2°, а на высоте более 2 *м* от пола принимается по расчету.

Рециркуляция воздуха в зимний и переходный периоды года допускается при условии подачи наружного воздуха в объеме не менее 20 $м^3/ч$ на одно зрительское место. В кинотеатрах сезонного действия (летних закрытых) следует предусматривать приточно-вытяжную вентиляцию кинопроекционных и зрительных залов без рециркуляции воздуха.

В фойе с буфетом или в распределительных кулуарах следует проектировать приточную вентиляцию в виде отдельной системы или совмещенной с приточной вентиляцией зрительного зала. Подачу приточного воздуха надлежит производить в среднюю или верхнюю зону (3—3,5 *м* от пола) в объеме вытяжки из смежных помещений: курильни, санузлов, подсобных помещений, буфета и др., но не менее двукратного обмена.

В вестибюле необходимо проектировать подачу приточного воздуха непосредственно (или через фойе и распределительные кулуары) в количестве, превышающем на 10% объем воздуха, удаляемого из смежных помещений.

В аккумуляторных должна проектироваться вытяжная вентиляция с расположением вытяжных решеток при кислотных аккумуляторах в двух зонах так же, как и в кислотной, — под потолком и на высоте 0,3 *м* от пола. Удаление воздуха следует предусматривать самостоятельным агрегатом во взрывобезопасном исполнении и с выносом электродвигателя из вентиляционного канала на удлиненной оси при установке осевого вентилятора. При щелочных аккумуляторах следует располагать вытяжные решетки только под потолком; вытяжка допускается с естественным побуждением через самостоятельный вентиляционный канал.

В кинотеатрах и клубах со зрительными залами до 200 мест при отсутствии приточно-вытяжной вентиляции с механическим побуждением в зрительном зале принимается полуторакратный обмен воздуха, а в остальных помещениях — однократный.

В клубах следует проектировать: а) приточную вентиляцию с механическим побуждением во всех комнатах занятий кружков, гостиных, выставочных залах, помещениях детского сектора, библиотеках и вестибюлях; б) отдельную систему приточной вентиляции, которую допускается совмещать с воздушным отоплением для спортивного зала; при близком расположении спортивного и малого залов (аудитории) оба помещения объединяются общей приточной системой; в) вытяжную вентиляцию с механическим побуждением — из уборных и душевых; г) вытяжную вентиляцию с естественным побуждением из всех остальных помещений клубной части.

В кинопроекционных кинотеатров и клубов следует проектировать: а) приточную вентиляцию с механическим побуждением и подогревом наружного воздуха в зимний период за счет смешивания его с рециркуляционным воздухом, забираемым из помещения; допускается подача подогретого воздуха от центральной приточной системы с установкой в приточном канале противопожарного клапана; б) вытяжную вентиляцию с механическим побуждением через вытяжные трубы от кинопроекторов с дуговыми лампами, а также через вытяжные решетки из верхней зоны помещения. Естественная вытяжка допускается в отдельных случаях.

Пример решения вентиляции показан на рис. 6.8.

Объединять вытяжные каналы кинопроекционной с вентиляционными каналами других помещений (кроме перемоточной) или прокладывать через кинопроекционную транзитные вентиляционные каналы не разрешается. В административных и прочих обслуживающих помещениях предусматривается вытяжная вентиляция с естественным побуждением и с решетками регулируемого типа, установленными под потолком.

Очистка приточного воздуха для кинотеатров, проектируемых в городах, обязательна.

Д. БАНИ

В банях пропускной способностью до 30 человек в 1 *ч* рекомендуется устраивать естественную вентиляцию, а пропускной способностью более 30 человек в 1 *ч* — приточно-вытяжную с механическим побуждением и подогревом приточного воздуха. Приточные системы могут устраиваться отдельными для каждого из основных помещений крупных бань или общие центральные

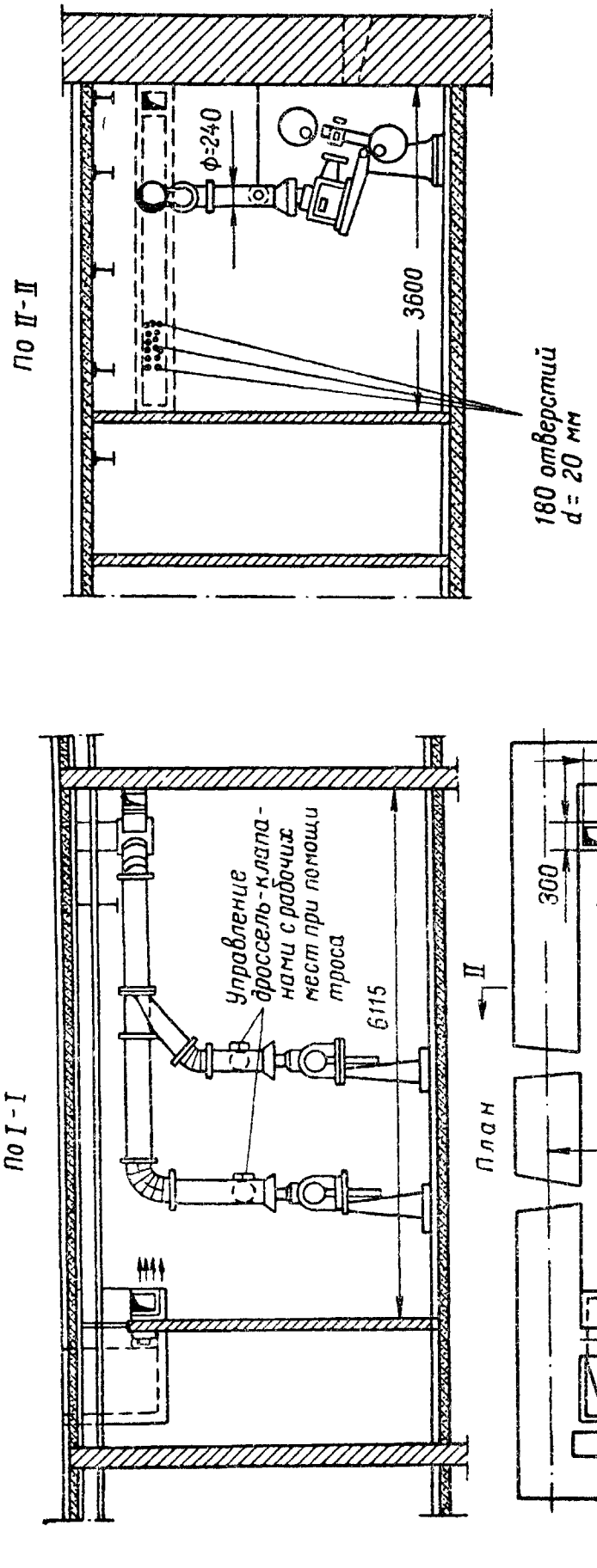


Рис. 6.8. Пример решения вентиляции кинопроекционной

для всех помещений, кроме дезкамер, для которых проектируется самостоятельная система. Температуру приточного воздуха принимать при раздельных системах:

для мылен	30° С
» раздевален, душевых, ванных	25° С
» остальных помещений	18° С

При общей системе температура приточного воздуха может быть принята: а) 30° С, при этом температуру воздуха в помещениях (кроме мылен и парилен) следует регулировать путем соответствующего уменьшения расчетной поверхности отопительных приборов; б) 18° С, при этом для мылен, раздевален, душевых и ванных следует предусматривать нагрев воздуха до указанных выше температур путем установки подогревателей в соответствующих ответвлениях воздуховодов.

Тамбур-шлюз между помещениями мыльной и раздевальной следует оборудовать притоком от общей системы в размере двух-трехкратного обмена воздуха в 1 *ч*.

Верх приточных отверстий должен располагаться на расстоянии не более 0,4 *м* от потолка. Скорость выпуска воздуха из приточных отверстий следует принимать в мыльнях, ванных, душевых и раздевальнях не более 0,7 *м/сек*, в остальных помещениях — не более 1,5 *м/сек*.

Самостоятельные вытяжные системы следует предусматривать для основных помещений бани, санузлов, парикмахерской, для грязного и чистого отделений дезкамеры, а также для административных, вспомогательных и помещений баков, при этом из последних, как правило, вытяжку следует выполнять с естественным побуждением. Вентиляция дезкамеры должна быть проверена на удаление тепла от оборудования. Дополнительное проветривание дезинфекционных отделений осуществляется отдельным вентилятором для создания 10—12-кратного обмена в 1 *ч* во время максимальной загрузки дезкамеры. При работе этого вентилятора допускается временное охлаждение помещений.

В помещениях для топки печей-каменок должна, как правило, проектироваться приточно-вытяжная вентиляция с естественным побуждением, рассчитанная на трехкратный обмен воздуха в 1 *ч*.

Кратности воздухообмена в помещениях бань приведены в табл. 6.11. При отсутствии приточной вентиляции кратность обмена воздуха в 1 *ч* следует принимать: в раздевальнях, мыльнях, душевых, парильнях, ванных и душевых кабинах — 1,5; в парикмахерских, ожидальнях-остывочных и административных помещениях — 0,5.

Таблица 6.11

Кратность обмена воздуха в помещениях бань

Наименование помещений	Кратность обмена воздуха в 1 *ч*	
	приток	вытяжка
Вестибюль с гардеробом и кассой	По балансу, но не менее 2	1 (из гардероба)
Ожидальня	2	1
Раздевальня	2,5	2
Мыльня (общая и душевая)	8	9
Парильня	—	1
Душевые кабины	10	11
» в банях комбинированного типа	8	9
Ванные кабины	6	7
Тамбуры между мыльней и раздевальней	10	—
Парикмахерская	—	1,5
Сушуары	По расчету в зависимости от расходуемой электрической мощности	
Помещение для баков	—	0,5
Административные помещения	1	1
Помещения персонала	1	1
Дезинфекционное отделение:		
чистое	6	2
грязное	2	6
Уборная	—	50 *м*³/*ч* на 1 унитаз, 25 *м*³/*ч* на 1 писсуар
Кладовые	—	1
Мастерские бытового обслуживания	1	1

Е. ПРАЧЕЧНЫЕ

Приведенные данные распространяются на проектирование прачечных производительностью до 3000 *кг* сухого белья в смену. Вентиляция прачечных большей производительности проектируется по особым заданиям с учетом основных положений главы 6.

В домовых прачечных и в прачечных производительностью до 100 *кг* белья в смену допускается устройство вытяжной вентиляции с естественным побуждением. В прачечных производительностью 100—500 *кг* следует предусматривать, как правило, приточную вентиляцию с механическим побуждением и подогревом приточного воздуха и вытяжную вентиляцию с естественным побуждением.

В прачечных домового типа производительностью 100—250 *кг* белья в смену допускается устройство приточной вентиляции путем установки в основных помещениях приточных шкафов, работающих с тепловым побуждением. Вытяжная вентиляция применяется с естественным движением воздуха. В прачечных производительностью 500 *кг* белья в смену и более следует устраивать механическую приточно-вытяжную вентиляцию.

Отдельные системы вентиляции должны обслуживать следующие помещения или группы помещений: стиральный и сушильно-гладильный цехи, помещения дезинфекционных бучильников и приема грязного белья, сортировочное отделение, помещение для приготовления растворов, лабораторию, санузлы, души и санпропускники, административные помещения.

В помещении сортировки белья должна предусматриваться дополнительно периодически действующая вентиляция кратностью обмена воздуха в 1 *ч*: по притоку 14, по вытяжке 18.

В замочечном, стиральном и сушильно-гладильном помещениях воздухообмен для прачечных производительностью 100—500 *кг* белья в смену принимается по кратностям, указанным в табл. 6.12, а для прачечных производительностью более 500 *кг* белья в смену определяется расчетом из условия поглощения избыточного тепла и влаги с учетом данных табл. 6.13.

В стиральных и гладильных цехах рекомендуется проектировать приточную механическую вентиляцию, работающую в переходный и холодный периоды года, а на теплый период дополнительно устраивать проветривание помещений через фрамуги в верхней и нижней зонах помещения.

Вытяжка воздуха в холодный период проектируется на выдавливание через вытяжные шахты, а в теплый — при помощи осевых вентиляторов.

Таблица 6.12

Кратность обмена воздуха в помещениях прачечных

Наименование помещений	Кратность обмена воздуха в 1 *ч*	
	приток	вытяжка
Прачечные производительностью 500 кг сухого белья в смену и более		
Ожидальня для сдающих белье	2	1
Помещение приема грязного белья	3	4
То же, сортировки грязного белья	3,5	4,5
То же, хранения грязного белья	2	3
Ожидальня цеха приема белья	7	6
Стиральный цех	По расчету, но не менее 10	13
Помещение хранения стиральных материалов	1	1
Помещение приготовления стиральных растворов	2	3
Централизованный реверс	1	1
Лаборатория	4	6
Сушильно-гладильный цех	По расчету, но не менее 4	6
Дезинфекционное отделение		
Помещение для разборки чистого белья	1	1
Ожидальня для получающих белье	2	—
Хранение и выдача чистого белья	1	1
Помещение баков	—	0,5
Административные помещения	—	1
Санузлы	—	50 $м^3/ч$ на 1 унитаз, 25 $м^3/ч$ на 1 писсуар
Прачечные производительностью 100—500 кг сухого белья в смену		
Замочечное помещение	4	5
Стиральное »	6	7
Сушильно-гладильное »	4	5
Прачечные с печным отоплением		
Стиральное помещение	—	1,5
Сушильно-гладильное помещение	—	2
Остальные помещения	—	0,5

Подачу приточного воздуха рекомендуется осуществлять через приточные отверстия во всех помещениях (кроме стиральных и сушильно-гладильного цеха) только в верхнюю зону; в стиральных и сушильно-гладильном цехе — в рабочую зону на высоте 1,5—1,7 *м* от пола и в верхнюю зону с учетом ограничения подвижности воздуха в рабочей зоне до 0,2 *м/сек*.

В сортировочном отделении приточный воздух должен подаваться при помощи патрубков в рабочую зону. Скорость выпуска воздуха должна составлять:

в верхней зоне . . . . не более 1,5 *м/сек*
» рабочей » . . . . » » 0,7 »

Приточные решетки применяются с регулировочными клапанами.

Таблица 6.13

Тепло- и влаговыделения от технологического оборудования прачечных

Наименование	Влаговыделения в *кг/ч*	Тепло в *ккал/ч*	
		явное	скрытое
Бак для приготовления стиральных растворов емкостью в *л*:			
110	0,9	160	560
370	2,1	460	1300
Стиральная машина емкостью в *кг* белья:			
5	0,25	550	150
10	0,5	1 000	300
25	1	1 900	630
50	1,6	2 450	1 000
100	3,1	3 800	1 900
Сушильный барабан емкостью 25 *кг* белья в смену	—	4 500	—
Сушильно-гладильная машина производительностью в *кг/смену*:			
250	13	10 000	8 000
500	22,5	17 000	15 000
1000	45	28 000	28 000
1500	52,5	32 400	38 000
Гладильный пресс	2,4—3,2	2 100—2 800	1 500—2 000
Электрический утюг мощностью 600 *вт*	0,3	410	190
Полоскательная машина производительностью в *кг/смену*:			
850	2,5	—	1650
600	2	—	1350
Бучильник дезинфекционный емкостью в *кг*:			
80—100	2,8	750	1800
40—50	2,5	560	1600
То же, прикорытный емкостью 8—10 *кг*	1,1	290	700
Замочечный чан емкостью 100 *кг*	0,6	—	360
Стиральное корыто	3,4	390	2100
Мокрое белье на 100 *кг* *	5	900	3100

* Температура мокрого белья условно принимается 40° С, теплоемкость — 0,45 *ккал/кг · град*. Явное тепло составляет 0,45 (40—20) = 9 *ккал/кг*.

Разность температур приточного воздуха и рабочей зоны не должна быть более 5°.

Вытяжные решетки следует располагать на расстоянии 0,4 *м* от потолка, а в цехах приемки и разборки грязного белья — на высоте 0,2—0,3 *м* над полом. Скорость движения воздуха в вытяжных решетках не должна превышать 2 *м/сек*. В сортировочном отделении рекомендуется устанавливать напольные вытяжные патрубки у мест разборки грязного белья. Кроме того, для проветривания верхней зоны проектируются вытяжные шахты.

Извлечение воздуха из помещений с влажным режимом следует осуществлять по асбестоцементным каналам, заложенным в толщу внутренних стен. Устройство каналов непосредственно в толще кирпичной кладки не допускается. Горизонтальные вытяжные каналы из помещений с влажным режимом прокладываются с уклоном 0,01 в сторону движения воздуха; из каналов и кожухов вентиляторов предусматривается отвод конденсата.

Приставные каналы в помещениях с повышенной влажностью и вытяжные каналы в холодных помещениях, по которым перемещается воздух, удаляемый из влажных помещений, выполняются по указаниям

п. 13.1 «Б». Над каландрами и гладильными прессами устраиваются зонты или иные укрытия, рассчитанные на скорость движения воздуха в нижнем (наибольшем) сечении 0,3—0,5 *м/сек*. Местные отсосы от сушильно-гладильных машин и сушильных шкафов, а также вытяжную вентиляцию в помещении дезинфекционных бучильников следует осуществлять самостоятельными системами, не связанными с системой общей вытяжки. Скорость движения воздуха в открытом сечении укрытий принимается 0,8 *м/сек*.

В дезинфекционных отделениях следует предусматривать дополнительную вытяжку для создания во время пиковых нагрузок 10—12-кратного обмена воздуха в 1 *ч*.

Кратности воздухообмена в помещениях прачечных приведены в табл. 6.12.

Ж. МАСТЕРСКИЕ ХИМИЧЕСКОЙ ЧИСТКИ

В мастерских химической чистки следует предусматривать приточно-вытяжную вентиляцию с механическим побуждением.

Производственные процессы в мастерских заключаются в обезжиривании, выводке пятен, пропаривании и глажении обрабатываемых вещей.

Основными вредностями в цехе химчистки являются теплоизбытки, повышенная влажность и газовые выделения химикатов.

Вентиляция проектируется из расчета обеспечения в помещениях требуемых нормами внутренних условий в холодное время года при расчетных нормативных параметрах Б, в теплое время при параметрах А.

Вытяжная вентиляция применяется комбинированная: общеобменная с удалением из помещения воздуха в зонах выделяющихся вредностей и местными отсосами от станков и укрытий над установленным оборудованием. В помещении для машины обезжиривания общую вытяжку следует предусматривать в двух зонах: из нижней 80% и из верхней 20% расчетного количества. В помещении для пятновыводных станков общую вытяжку следует осуществлять из нижней зоны, а от станков предусматривать местные отсосы.

Над паровыми манекенами устраиваются местные отсосы в виде завес из органического стекла. При этом выделение вредностей следует принимать: в помещение 40% общего расчетного количества и удаление под завесу 60%.

Количество выделяемого тепла от оборудования определяется по установленной мощности с учетом коэффициента одновременности 0,5.

При расчете тепловыделений от паровых манекенов следует учитывать, что каждый манекен снабжен вентилятором производительностью 3000 *м³/ч* и калорифером.

При работе манекена 30 *мин* в течение 1 *ч* нагретый до 70° С воздух в количестве 1500 *м³/ч* поступает через проглаживаемую форму в цех. Количество вносимого в помещение тепла от одного манекена следует принимать с учетом коэффициента загрузки 0,83. Коэффициент одновременности работы манекенов принимается 0,4.

Тепло- и влаговыделения от работающих следует принимать по данным п. 2.2, а количество влаги от оборудования следующим:

от парового пресса	6 *кг/ч*
» » манекена	10 »
» гладильных форм	2 »

При расчете влаговыделений от паровых прессов следует учитывать коэффициент одновременности работы 0,4.

Газовые вредности и количество их определяются технологическими данными в зависимости от применяемых в процессах чистки химикатов.

В качестве ориентировочных исходных данных (которые при проектировании должны уточняться) о выделениях растворителей и потребляемой мощности оборудованием можно пользоваться данными табл. 6.14 и 6.15, рассчитанными для химчистки производительностью до 200 *кг* сухих вещей в смену при одной обезжиривающей машине. При иной производительности химчисток или установке другого оборудования данные, приведенные в табл. 6.14 и 6.15, должны быть соответственно изменены.

Таблица 6.14

Выделение газовых вредностей в мастерской химчистки производительностью 200 *кг/смену*

Растворитель	Выделение газовых вредностей в *г*	
	за смену	за 1 *ч*
Ацетон	30	4,3
Скипидар	180	25,7
Бензин	1500	214
Перхлорэтилен	600	86
Спирт этиловый	350	50
Хлороформ	30	4,3
Серный эфир	30	4,3

Таблица 6.15

Комплект оборудования для мастерской химчистки производительностью 200 *кг/смену*

Оборудование	Количество	Установочная мощность в *квт*
Машины для обезжиривания	1	6,2
Манекены паровые для отделки:		
брюк	2	0,5
пиджаков, пальто, платья	2	0,8
Прессы паровые для отделки вещей	5	0,8
Гладильные формы	2	—
Гладильный стол	1	0,8
Пятновыводной станок	2	—

Оборудование со значительным выделением вредностей — машина для обезжиривания и пятновыводные станки — следует устанавливать в особом помещении, отдельно от прочего оборудования — паровых прессов и гладильных форм.

Для предварительных ориентировочных расчетов допустимо принимать в среднем в зимний период 16—17-кратный воздухообмен производственных помещений в 1 *ч*.

3. ПРЕДПРИЯТИЯ КУЛЬТУРНО-БЫТОВОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ НАСЕЛЕНИЯ

Вентиляция этих помещений принимается вытяжная, как правило, с местным притоком. Кратности воздухообмена приведены в табл. 6.16. При однократном обмене вентиляция предусматривается с естественным движением воздуха; при бо́льших кратностях — с механическим побуждением.

В парикмахерских воздухообмен следует принимать по табл. 6.16. В помещении сушуарной предусматривается вытяжная вентиляция с искусственным побуждением.

Таблица 6.16

Кратность обмена воздуха в помещениях культурно-бытового обслуживания населения

Наименование помещений	Кратность обмена воздуха в 1 *ч*	
	приток	вытяжка
Ателье для шитья одежды		
Цех шитья	Подоконный	4
» утюжки	3	4
Прочие помещения	Подоконный	1
Фотоателье		
Лаборатория	—	2
Помещение сушки и промывки	—	2
» съемочного павильона	Подоконный	2
Прочие помещения	—	1
Почтово-телеграфные отделения		
Операционные залы	Подоконный	2
Прочие помещения	—	1
Библиотеки		
Книгохранилища	—	1
Читальные залы	Подоконный	2
Абонемент	»	1
Пункты приема белья		
Помещение сдачи грязного белья	2	—
Помещение разборки белья	3	4
» чистого »	1	1
Парикмахерская		
Рабочий зал	2	3
Зал ожидания	1,5	2
Помещения для сушки белья	—	Местные отсосы
Прочие помещения	—	1
Сушуары	По расчету, исходя из избытков тепла	
Ремонтные мастерские		
Обуви	1,5	2
Часов, радио, металлоизделий	2	3

Плиты для варки сургуча в почтовых отделениях устанавливаются в шкафных укрытиях. Местный отсос устраивается из расчета скорости движения воздуха в рабочем проеме укрытия 0,3 *м/сек*.

И. МАГАЗИНЫ

Приводимые данные распространяются на новые и реконструируемые магазины с числом рабочих мест до 75. В торговых залах крупных магазинов с числом рабочих мест 75 и более должны поддерживаться оптимальные условия воздушной среды путем устройства кондиционирования воздуха.

При числе рабочих мест в магазине 10 и более, а в магазинах с самообслуживанием с количеством рабочих мест контролеров-кассиров три и более надлежит предусматривать механическую приточно-вытяжную вентиляцию. При меньших количествах рабочих мест предусматривается только вытяжная вентиляция без организованного притока.

Воздухообмен в торговых залах в летний и зимний периоды определяется расчетом для совместного поглощения избытков тепла и влаги с проверкой на растворение углекислого газа, но не должен приниматься менее 20 $м^3/ч$ на одного человека (продавца и покупателя). Число покупателей при расчете воздухообмена определяется из расчета 1,35 $м^2$ площади зала на одного человека, а число продавцов — из расчета длины фронта рабочего места: в продовольственных магазинах — 2 *м*, в промтоварных — 2—3 *м*.

Тепло- и влаговыделения людьми определяются в зависимости от расчетной температуры внутреннего воздуха согласно п. 2.2. Тепло- и влаговыделения посетителями определяются по строке «Легкая работа»; а персоналом — по строке «Работа средней тяжести». Выделение углекислоты CO_2 исчисляется по общему числу покупателей и продавцов из расчета выделения одним человеком в среднем 23 *л* CO_2 в 1 *ч* независимо от времени года. Максимальное допустимое содержание CO_2 в воздухе торговых залов принимается 2 $л/м^3$. Для расчета воздухообмена рекомендуется содержание CO_2 в наружном воздухе принимать в черте города 0,5 $л/м^3$, в загородной зоне 0,4 $л/м^3$.

Вытяжную канальную вентиляцию с естественным побуждением воздуха следует проектировать во встроенных в другие здания магазинах с малым посещением — парфюмерных, головных уборов, меховых, ювелирных, спортивного инвентаря, радио- и фотопринадлежностей, музыкальных инструментов, мебели, канцелярских принадлежностей, цветов. Объемы удаляемого воздуха при этом должны соответствовать данным табл. 6.17 и обеспечиваться при температуре наружного воздуха 0°.

Вытяжная вентиляция с механическим побуждением является обязательной для всех магазинов другого назначения.

При наличии приточно-вытяжной вентиляции приток в неохлаждаемые кладовые должен определяться по балансу вытяжки из кладовых с подачей воздуха в коридор при кладовых или в помещение для приемки товаров.

Уборные и душевые должны быть оборудованы самостоятельной вытяжной вентиляцией.

Системы вентиляции магазинов, встроенных в жилые или общественные здания, должны быть самостоятельными, объединение их с другими вентиляционными системами здания не допускается.

В витринах магазинов должна предусматриваться вентиляция наружным воздухом (без подогрева или с подогревом при совмещении с воздушным отоплением). Для защиты оконных витрин магазинов от обмерзания рекомендуется применение следующих конструкций витрин:

а) при сухих товарах — витрины с выставкой товаров между стеклами и с загрузочной герметичной дверкой в межстекольном пространстве минимального размера 1,5×0,6 *м* со стороны входного тамбура; допускается одинарное остекление наружной рамы с отверстиями в нижней ее части диаметром 15—20 *мм* с шагом 0,3—0,5 *м* и герметизация внутренней рамы; возможна замена отверстий в раме двумя — четырьмя отверстиями, закрытыми решетками, в кладке стены — снизу или по бокам витринного окна;

б) при товарах, выделяющих влагу (витрины с выставкой товаров со стороны торгового зала), остекление рамы должно быть двойное с расстоянием между стеклами не более 150 *мм*. В раме, открывающейся наружу для очистки стекла, следует предусматривать отверстия диаметром 15—20 *мм* с шагом 0,3—0,5 *м* или

Таблица 6.17

Кратность обмена воздуха в помещениях магазинов

Наименование помещений	Кратность обмена воздуха в 1 ч		
	приток	вытяжка	по вытяжке при отсутствии притока
Торговые залы магазинов:			
продовольственного	По расчету		1,5
мясорыбного	По расчету		1,5
промтоварного	По расчету		1,5
Помещение для обработки промышленных товаров	1	1	1
Утюжно-переделочная мастерская	1,5	2	1,5
Разрубочная мясо-рыбных товаров	3	4	1,5
Фасовочная мясо-рыбных товаров	1	1,5	1
Помещение для обработки прочих продовольственных товаров	1	1,5	1
Моечная инвентаря и тары	4	6	1,5
Фасовочная	1,5	2	1
Приемочная	2	1	1
Кладовые неохлаждаемые:			
для хлеба	—	0,5	0,5
бакалейных продуктов	—	0,5	0,5
гастрономических продуктов	—	1	1
рыбных товаров	—	1	1
овощей	—	1	1
промтоваров	—	0,5	0,5
обуви	—	1,5	1,5
парфюмерных товаров	—	1	1
табачных изделий	—	1	1
Кладовые охлаждаемые:			
для фруктов, овощей и ягод	4*	4*	—
для квашений и солений	4*	4*	—
Душевые	—	5	5
Раздевальни при душевых	По балансу душевых	—	—
Санузлы	—	50 м³ на 1 унитаз, 25 м³ на 1 писсуар	—
Гардероб, комната персонала, инвентарная, бельевая	—	1	0,5
Конторские помещения	—	1	0,5
Магазины продовольственные, промтоварные и универмаги	—	—	1,5
Машинное отделение холодильной станции при установке фреоновых компрессоров с часовым объемом, описываемым поршнями, 1—25 м³/ч	—	3	3**

* В сутки.

** При наличии двери или окна площадью не менее 1 м², открывающихся наружу, вентиляция может не предусматриваться.

щелевидные продухи с жалюзийными решетками. Заделку внутреннего стекла в раму следует выполнять герметично с применением резиновых прокладок.

К. ПРЕДПРИЯТИЯ ОБЩЕСТВЕННОГО ПИТАНИЯ

В залах столовых при числе посадочных мест от 250 и более, а также в обеденных залах ресторанов I разряда должны поддерживаться оптимальные условия воздушной среды (см. табл. 1.1) в пределах расчетных наружных параметров Б путем устройства для этой цели в случае необходимости кондиционирования воздуха. В столовых, кафе и закусочных при общем числе посадочных мест 100 и более, а в ресторанах при общем числе посадочных мест 50 и более устраивается приточно-вытяжная вентиляция с механическим побуждением и подогревом приточного воздуха. При меньшем числе посадочных мест в тех же предприятиях, а также в закусочных-автоматах и домовых кухнях допускается устройство вытяжной вентиляции с механическим побуждением без организованного притока. В домовых кухнях вентиляция рассчитывается по аналогии с кухнями столовых.

Самостоятельные приточные системы следует предусматривать: для торговых залов, буфетов, раздаточных, сервизных, кухонь и горячих кондитерских цехов, охлаждающих камер и прочих вспомогательных помещений.

Самостоятельные вытяжные системы необходимо предусматривать: для торговых залов и прилегающих помещений, для моечных, кухонь и горячих кондитерских цехов, для вспомогательных, производственных и административных помещений, для душевых и уборных, для камер пищевых отбросов.

Для отвода вредностей непосредственно от мест их выделения и уменьшения воздухообмена следует предусматривать устройство местных отсосов, укрытий, завес, зонтов, кольцевых воздуховодов над варочными *котлами, кондитерскими печами и мойками. Над* кухонными плитами должны укладываться кольцевые воздуховоды со шторками (или без них) или завесы с устройством вытяжки из верхней их части. На рис. 6.9 показано рекомендуемое устройство кольцевого воздуховода для вытяжки над плитой. Завесы должны проектироваться или из армированного стекла, или из другого некорродирующего материала. Вытяжку из-под завес допускается присоединять отдельными воздуховодами к системам, удаляющим воздух из верхней зоны помещений.

Приточные системы допускается объединять: для производственных помещений и торговых залов ресторанов с числом посадочных мест от 50 до 100 и столовых с самообслуживанием на 100—150 мест. При большем числе мест должны проектироваться отдельные приточные системы для обеденных залов и прилегающих к ним обслуживающих помещений, вестибюлей и других помещений торговой части, для кухонь, кондитерских, моечных, заготовочных и других помещений производственной группы.

Вытяжную вентиляцию без организованного притока допускается устраивать для предприятий общественного питания с количеством посадочных мест:

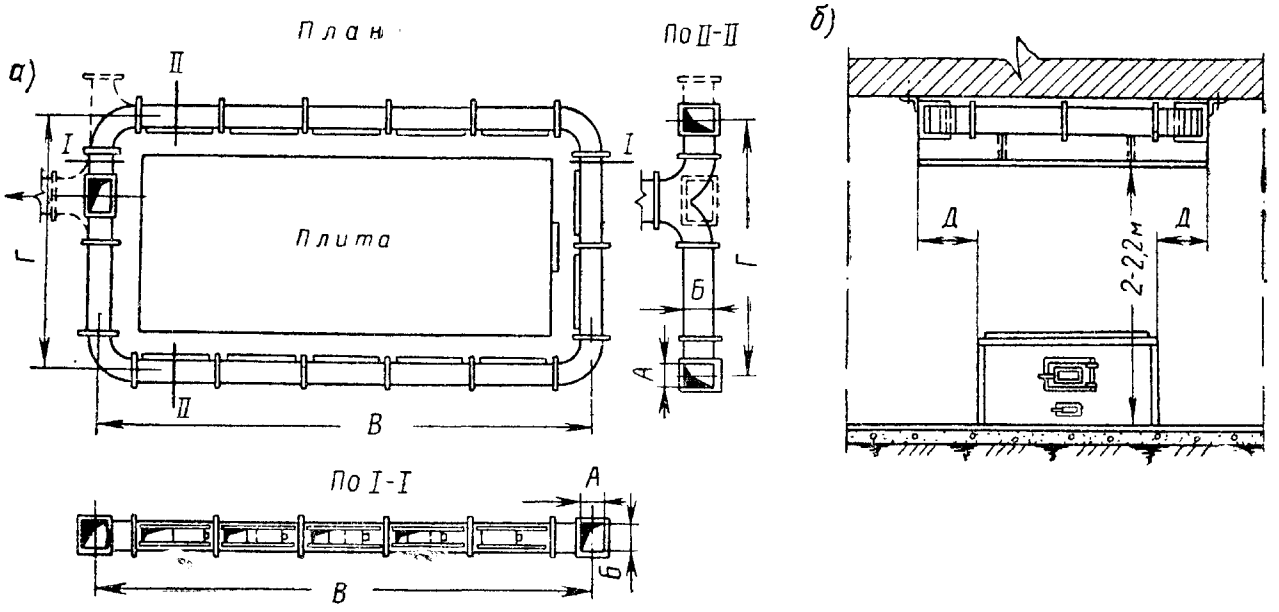
1) до 50 (для ресторанов до 25) — одной системой с механическим побуждением для всех производственных помещений;

2) от 50 до 100 (для ресторанов от 25 до 50) — раздельными системами с механическим побуждением для помещений производственной группы (кухонь, заготовочных, разделочных, кондитерских, моечных, включая местные отсосы), торговых залов с обслуживающими помещениями (буфетной, раздаточной, хлеборезкой и т. п.), гардероба и остальных подсобно-вспомогательных помещений, санузлов раздельными каналами с объединением в сборный короб перед вентиляционным агрегатом.

Воздухообмены в торговых залах рассчитываются по тепло- и влаговыделениям:

а) от посетителей и обслуживающего персонала (см. п. 2.2);

б) от технологического оборудования (табл. 6.18);



Размеры плит и кольцевых воздуховодов над ними

Наименование	Размеры в *мм*							
	плиты			воздуховода				
	длина	ширина	высота	*А*	*Б*	*В*	*Г*	Д
Плита огневая заводского изготовления:								
№ 1	3950	1750	800	400	400	4400	2400	575
№ 21	2476	1306	800	300	400	3050	1750	372
№ 19	1740	860	800	200	400	2050	1360	350
Плита газовая:								
ПГР-1	2220	1455	850	300	400	2650	1750	297
ПГР-3м	1550	760	830	200	400	2050	1360	400

Рис. 6.9. Устройство кольцевого воздуховода над кухонной плитой

а — кольцевой воздуховод; *б* — общий вид устройства воздуховода со шторкой над плитой

в) от солнечной радиации в дневное время при температуре наружного воздуха 10° С и выше;

г) от искусственного освещения в вечернее время;

д) от остывающей пищи; при этом тепловыделения определяются по формуле

$$Q = \frac{0{,}85 \cdot 0{,}8\,(70 - 40)}{\tau}\; n = 20{,}4\,\frac{n}{\tau}\; ккал/г,$$

где 0,85 — средний вес всех блюд, приходящихся на одного обедающего, в *кг*;

0,8 — средняя теплоемкость блюд в *ккал/кг*;

70 — средняя начальная температура блюд, поступающих в зал, в *град*;

40 — средняя конечная температура блюд в момент потребления в *град*;

n — число мест в зале;

τ — продолжительность обеда для одного посетителя: в ресторанах $\tau = 1$ *ч*, в столовых без самообслуживания $\tau = 0{,}5$ *ч*, в столовых с самообслуживанием $\tau = 0{,}3$ *ч*.

При пользовании табл. 6.18 тепло- и влаговыделения от нескольких варочных котлов следует учитывать с коэффициентом 0,8. Тепловыделение от плит в табл. 6.19 определено при 60% поверхности, свободной от посуды. Коэффициент одновременности работы оборудования принимается:

для столовых и кафе	0,8
» ресторанов	0,7

При устройстве местных отсосов от плит влаговыделения от них не учитываются.

Для упрощения расчетов можно пользоваться вычисленными данными количества тепла от остывания горячих блюд, приходящегося на одного посетителя с учетом продолжительности обеда:

в ресторанах	$Q'_{г.п} = 6{,}8$ *ккал/ч*
» столовых без самообслуживания	$Q''_{г.п} = 13{,}4$ »
в столовых с самообслуживанием	$Q'''_{г.п} = 22$ »

Явное количество тепла, передаваемое конвекцией и излучением, составляет $^1/_3$ полного количества выделяемого пищей тепла, а $^2/_3$ тепла расходуется на испарение влаги.

Количество влаги, выделяющееся при остывании горячей пищи, определяется по числу посадочных мест с учетом продолжительности обеда на одного посетителя:

в ресторанах	$G'_{г.п} = 0{,}022$ *кг/ч*
» столовых без самообслуживания	$G''_{г.п} = 0{,}044$ »
в столовых с самоообслуживанием	$G'''_{г.п} = 0{,}074$ »

Расчетная температура воздуха в рабочей зоне торговых залов, принимается в холодный период года

Таблица 6.18

Тепло- и влаговыделения оборудованием предприятий общественного питания

Источник тепло- и влаговыделений	Единица измерения	Тепловыделения в *ккал/ч*		Влаговыделения в *кг/ч*
		явное тепло	скрытое тепло	
Плиты:				
дровяные	1 $м^2$ горячей горизонтальной поверхности	3 500	—	—
для топки нефтью (мазутом)	То же	10 000	—	—
то же, газом	»	7 200	—	—
» углем	»	15 000	—	—
Электроплиты	»	4 500	—	—
»	% установленной мощности	50		
Газовые плиты:				
8-конфорочные	1 плита	13 500	—	—
12-конфорочные	То же	20 000	—	—
16-конфорочные	»	27 000	—	—
Варочные котлы емкостью в *л*:				
40	1 котел	1 100	3 000	4
60	То же	1 400	4 000	5
125	»	1 700	6 270	10
250	»	2 300	10 000	16
400	»	3 200	14 500	23
600	»	4 300	24 500	29
800	»	5 000	30 000	48
Мармит	1 $м^2$ горизонтальной поверхности	1 300	—	—
Паровой шкаф	То же	2 500	—	—
Кондитерская печь	1 $м^2$ внешней поверхности	500	—	—
Кипятильник высотой 1,8 *м* и диаметром 0,5 *м*	1 кипятильник	2 000	—	—
Продукты, обрабатываемые на плитах	*кг/ч*	—	250	0,4
Паропроводы	На 1*кг* расходуемого пара	25	—	—
Электрические аппараты (кроме кухонных плит)	% установленной мощности	30		
Посетители	Один человек	В зависимости от расчетной температуры		
Работающие в торговых залах	То же	То же		
Горячая пища	1 *кг*	По расчету		

16—20° С, в теплый период не более чем на 5° выше расчетной температуры наружного воздуха.

Температура приточного воздуха принимается в теплый период года равной расчетной наружной температуре для параметров А, а в холодный период для торговых залов — не менее 14° С.

В остальные производственные помещения (кроме кухонь, кондитерских и моечных), а также во вспомогательные, складские и административные помещения подача приточного воздуха может осуществляться в прилегающий коридор или непосредственно в вентилируемые помещения. Температура приточного воздуха в зимний период должна быть равна 16° С.

Приток воздуха в горячих цехах и в мойках должен быть в рабочую зону.

Удаление воздуха производится частью непосредственно из обеденного зала и не менее 50% через кухонный и другие горячие цехи. Температуру воздуха, уходящего из верхней зоны, определяют с учетом градиента температуры 1,3° на каждый метр высоты сверх 1,5 *м*.

Воздухообмены в горячих кухонных и кондитерских цехах рассчитываются также по тепло- и влаговыделениям, при этом тепловыделения от обрабатываемых продуктов в кондитерских цехах (по весу выпеченных изделий) определяются по формуле

$$Q = Gc\,(t_{нач} - t_{кон})\ ккал/ч,$$

где G — вес остывающего продукта в *кг*;

c — теплоемкость остывающего продукта в *ккал/кг*××*град* (рекомендуется принимать в пределах 0,4—0,5);

$t_{нач}$ и $t_{кон}$ — начальная и конечная температуры остывающего продукта в *град*; рекомендуется принимать $t_{нач}$ =110° С, а $t_{кон}$ равной температуре воздуха в помещении.

Расчетная температура воздуха в рабочей зоне горячих цехов принимается: в холодный период 22° С (в исключительных случаях до 25° С), в теплый период согласно указаниям СНиП II-Г.7-62.

Таблица 6.19

Ориентировочное количество воздуха, удаляемого из горячих цехов, на единицу установленного оборудования

Наименование оборудования	Количество воздуха в $м^3/ч$	Примечание
Кипятильники:		
емкостью 600 *л*	800	Без вытяжки над оборудованием
» 400 »	650	
паровой	1000	
Котлы пароварочные емкостью в *л*:		То же
250	650	
125	450	
Мармит паровой	900	
Печь шашлычная	1250	
Плиты на дровяном топливе:		
№ 1	4000	При наличии вытяжки над плитой
№ 21	2000	
№ 19	1000	
Плита газовая ПГР-1	1700	
Шкаф электрокондитерский	1500	
Электрокотел емкостью 60 *л*	1000	
Электросковорода	500	
Электрошкаф ШК-2	1500	
Электроплита ЭП-2	2500	
Печь кондитерская	3000	

Таблица 6.20

Доля тепла, удаляемого с отсасываемым воздухом, и температура удаляемого воздуха

Наименование местного отсоса	Над плитами		Над варочными котлами	
	доля тепла, удаляемого с отсасываемым воздухом от общих тепловыделений, в %	температура удаляемого воздуха в *град*	доля тепла, удаляемого с отсасываемым воздухом от общих тепловыделений, в %	температура удаляемого воздуха в *град*
Завеса с сосредоточенной вытяжкой	80	45	80	85
Кольцевой воздуховод	60	45	—	—
Полное укрытие	—	—	90	—

Таблица 6.21

Кратности обмена воздуха в помещениях предприятий общественного питания

Наименование помещений	Кратность обмена воздуха в 1 *ч*		Кратность обмена воздуха в 1 *ч* по вытяжке при отсутствии притока
	по притоку	по вытяжке	
Торговые залы, включая буфет	По расчету		3
Кухня и кондитерский цех (горячий)	То же, с превышением вытяжки над притоком не менее чем на 2 кратности		—
Раздаточная	1	—	—
Сервизная	3	4	2
Моечные посуды и тары	4	6	2
Кондитерский цех (холодный)	1,5	1,5	1
Помещение для резки хлеба	—	1	0,5
Мясные, рыбные и овощные заготовочные и холодно-заготовочная	3	4	2
Кладовые хлеба, напитков, кондитерских изделий, овощей и сухих продуктов	—	0,5	0,5
Кладовая солений и кислой капусты	—	2	2
Склад тары, инвентарная и бельевая	—	1	0,5
Вестибюль	2	—	—
Гардероб при вестибюле, комната врача, административно-конторские помещения	—	1	1
Умывальни для посетителей	—	0,5	0,5
Прием термосов	2	—	—
Экспедиция	—	1	—
Остывочные	—	0,5	0,5
Хранение полуфабрикатов	1	1,5	—
» термосов	—	1	—
Мучные	—	1	—
Гардманже	2	3	2
Производство мороженого	—	1	—
Утилизация овощей и отбросов	4	6	—
Помещения для мусора, костей и отбросов	—	10	5
Квасоварня	—	3	—
Лаборатория	2	3	—
Душевые	—	5	5
Раздевальни при душевых	По балансу душевых	—	—
Санузлы	—	50 *м*³/*ч* на 1 унитаз; 25 *м*³/*ч* на 1 писсуар	—
Курительная	—	10	10
Машинное отделение фреоновой установки:			
группа Б — для машин с часовым объемом, описываемым поршнями, 25—150 *м*³/*ч*	2	5	5
группа В — для машин с часовым объемом, описываемым поршнями, 1—25 *м*³/*ч*	—	3	3
Аккумуляторная	—	10	10

Температура приточного воздуха принимается по расчету, но не менее 12° С при условии отсутствия непосредственного воздействия приточного воздуха на людей.

В горячих цехах и в мойках кроме местных отсосов рекомендуется предусматривать общую вытяжку из верхней зоны в объеме не менее двукратного обмена воздуха помещения в 1 *ч*, при этом суммарный объем вытяжки должен быть не менее требуемого по расчету на ассимиляцию тепла и влаги.

При этом температуру воздуха, удаляемого из верхней зоны горячих цехов, следует определять с учетом градиента температуры 1,5° на каждый метр высоты сверх 1,5 *м*, причем температура его не должна превышать 32—40° С.

Для ориентировочных расчетов количество воздуха, удаляемого из горячих цехов, следует принимать по табл. 6.19.

Определение доли тепла, удаляемого с отсасываемым воздухом при разных видах местных отсосов от оборудования, и температуры удаляемого воздуха производится по табл. 6.20.

При расчете вытяжки от завес следует принимать, что относительная влажность воздуха под завесой над варочными котлами не должна превышать 80%. Вытяжку над местами ручной мойки посуды надлежит рассчитывать исходя из создания 8-кратного обмена воздуха в помещении в 1 *ч*. Местные отсосы от моек рекомендуется принимать в объеме:

камерной	500 *м*³/*ч*
конвейерной	1000 »

Допускается подключение местных отсосов от укрытий над оборудованием к общеобменной вытяжной вентиляционной камере.

Отказ от устройства приточной вентиляции в торговых залах должен быть обоснован.

Расчетное количество воздуха определяется при вытяжной вентиляции (без притока) по кратности обмена воздуха в помещении (табл. 6.21), при приточно-вытяжной вентиляции в помещениях с избыточными тепло- и влаговыделениями — по полному теплосодержанию воздуха, а в остальных помещениях — по кратности обмена. Рециркуляция воздуха в торговых залах и в производственных помещениях не допускается. Фрамуги независимо от наличия вентиляции надлежит предусматривать в количестве 50% оконных проемов всех производственных помещений и торговых залов.

Л. ОХЛАЖДАЕМЫЕ КАМЕРЫ И ХОЛОДИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ ПРЕДПРИЯТИЙ ОБЩЕСТВЕННОГО ПИТАНИЯ И ПРОДОВОЛЬСТВЕННЫХ МАГАЗИНОВ

В предприятиях общественного питания и в охлаждаемых камерах магазинов, предназначенных для хранения фруктов и овощей, должно предусматриваться устройство приточно-вытяжной вентиляции. Другие охлаждаемые камеры допускается проектировать без устройства приточно-вытяжной вентиляции.

Приточная вентиляция с механическим побуждением без подогрева воздуха может использоваться для охлаждения камер непосредственно наружным воздухом при его температуре от —6° С и ниже. Забор наружного воздуха для вентиляции охлаждаемых камер производится на высоте не менее 3 *м* от уровня земли.

Вытяжная вентиляция охлаждаемых камер осуществляется под давлением за счет подпора, создаваемого приточной вентиляцией. Выброс воздуха из камер производится в отдельно стоящих зданиях на высоте не менее 2 *м* от уровня земли, в многоэтажных зданиях — по внутренним каналам выше кровли здания. Отверстия вытяжных и приточных шахт снабжаются неподвижными жалюзийными решетками и в отдельно стоящих зданиях располагаются не менее чем в 3 *м* одно от другого, а также от вытяжных и приточных отверстий других вентиляционных устройств. Отверстия

не должны устраиваться ближе 0,7 *м* от открывающихся частей окон и дверей.

Вытяжные и приточные отверстия в охлаждаемых камерах должны быть защищены проволочными сетками с ячейками размером 5×5 *мм*.

Вентиляция машинных отделений холодильных установок предусматривается вытяжная с самостоятельными каналами.

При фреоновых компрессорах вытяжка с естественным побуждением воздуха из нижней зоны осуществляется через каналы в кирпичных стенах или вентиляционные блоки с удалением воздуха через вытяжную шахту, снабженную дефлектором.

При наличии в машинном отделении наружной двери или выходящего наружу окна площадью для холодильных установок группы Б не менее 2 $м^2$, а для группы В не менее 1 $м^2$ вентиляция может не проектироваться (см. табл. 6.21).

При аммиачных компрессорах вытяжка осуществляется с механическим побуждением. Должна предусматриваться дополнительная аварийная вытяжная вентиляция при помощи самостоятельной установки. Проектирование производится по специальным техническим условиям.

6.5. ВЕНТИЛЯЦИОННЫЕ КАНАЛЫ И ШАХТЫ

А. ВЕНТИЛЯЦИОННЫЕ КАНАЛЫ

Вытяжные каналы могут устраиваться: во внутренних кирпичных стенах; в специальных вентиляционных блоках; за счет использования пустот внутренних стен из крупных блоков; в виде приставных и подвесных каналов у внутренних стен, перегородок и перекрытий; прокладкой во внутренних пустотах кирпичных стен асбестоцементных каналов.

Размещение вентиляционных каналов в наружных стенах не разрешается. У наружных стен в отдельных случаях допускается располагать приставные каналы с устройством воздушной прослойки 50 *мм* между внутренней поверхностью стены и стенкой канала.

Размеры каналов в кирпичных стенах даны в табл. 14.4. Наименьший допустимый размер каналов 130×140 *мм*. Минимальная толщина перегородок между каналами одного назначения и внешних стенок каналов 120 *мм*. Минимальная толщина перегородок между приточными и вытяжными каналами 250 *мм*. Расстояние каналов от дверных проемов принимается не менее 380 *мм*. Внутренние поверхности кирпичных каналов должны быть гладкими (с затиркой швов).

Вентиляционные блоки применяются в тех случаях, когда внутренние стены выполняются из блоков с круглыми вертикальными пустотами.

Вентиляционный бетонный блок с наклонными каналами обеспечивает забор воздуха из помещений в одном определенном месте по этажам (рис. 6.10).

Вентиляционные приставные каналы могут выполняться из плит: шлакогипсовых и шлакобетонных, гипсоволокнистых, шлакобетонных пустотелых (перегородочных), пеноглинитных и пеностеклянных, а также из асбестоцементных готовых изделий и других материалов (по местным условиям).

Каналы одинарные из шлакогипсовых и шлакобетонных плит применяются только в отапливаемых помещениях. В зависимости от вида строительных конструкций здания принимаются различные схемы устройства вентиляционных каналов (рис. 6.11).

Каналы из двойных шлакогипсовых или шлакобетонных плит с воздушной прослойкой (схема *II* на рис. 6.11) применяются для прокладки в неотапливаемых и чердачных помещениях. Расход плит для двойных каналов дан в табл. 6.22. Живое сечение каналов и пропускная их способность при скорости воздуха 1 *м/сек* указаны в табл. 6.23 и 6.24.

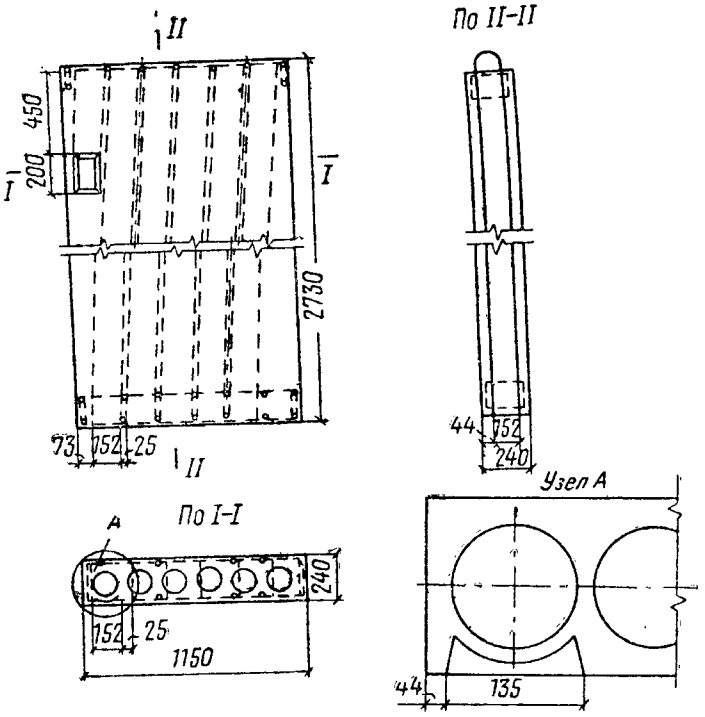


Рис. 6.10. Вентиляционный блок

Таблица 6.22

Расход плит в $м^2$ на 1 *м* двойного канала

Размер *Б* в *мм*	Размер *А* в *мм* (см. рис. 6.11)							
	150	250	350	450	550	650	750	850
220	2,1	2,3	2,5	2,7	2,9	3,1	3,3	3,5
320	2,5	2,7	2,9	3,1	3,3	3,5	3,7	3,9
420	2,9	3,1	3,3	3,5	3,7	3,9	4,1	4,3
520	3,3	3,5	3,7	3,9	4,1	4,3	4,5	4,7
620	3,7	3,9	4,1	4,3	4,5	4,7	4,9	5,1
720	4,1	4,3	4,5	4,7	4,9	5,1	5,3	5,5
820	4,5	4,7	4,9	5,1	5,3	5,5	5,7	5,9
920	4,9	5,1	5,3	5,5	5,7	5,9	6,1	6,3

Таблица 6.23

Живое сечение каналов в $м^2$

Размер *Б* в *мм*	Размер *А* в *мм* (см. рис. 6.11)							
	150	250	350	450	550	650	750	850
220	0,033	0,055	0,077	0,096	0,121	0,143	0,165	0,187
320	0,048	0,080	0,112	0,144	0,176	0,208	0,240	0,272
420	0,063	0,105	0,147	0,189	0,231	0,273	0,325	0,357
520	0,078	0,130	0,182	0,234	0,286	0,338	0,390	0,442
620	0,093	0,155	0,217	0,279	0,341	0,402	0,465	0,527
720	0,108	0,180	0,257	0,324	0,396	0,467	0,540	0,612
820	0,123	0,205	0,297	0,370	0,450	0,532	0,615	0,697
920	0,138	0,230	0,322	0,415	0,505	0,600	0,690	0,782

Таблица 6.24

Пропускная способность каналов в *м³/ч* при скорости воздуха 1 *м/сек*

Размер *Б* в *мм*	Размер *А* в *мм* (см. рис. 6.11)							
	150	250	350	450	550	650	750	850
220	118	198	278	352	435	515	592	680
320	172	288	404	520	635	750	865	980
420	226	380	530	680	830	980	1130	1280
520	280	470	655	845	1030	1220	1400	1580
620	334	560	780	1000	1230	1440	1670	1900
720	388	650	910	1160	1430	1680	1940	2200
820	444	740	1040	1330	1620	1910	2210	2500
920	500	830	1160	1500	1815	2160	2480	2810

В чердачных помещениях каналы прокладываются непосредственно по несущей конструкции чердачного перекрытия, при этом дно канала заливается гипсошлаковым раствором толщиной 60—80 *мм*.

Каналы из гипсоволокнистых плит толщиной 45 *мм* применяются в отапливаемых помещениях с нормальным влажностным режимом.

Каналы из пустотелых шлакобетонных плит перегородочного типа толщиной 90 *мм* применяются для устройства сборных одинарных чердачных каналов.

Асбестоцементные каналы в виде готовых изделий круглого и прямоугольного сечений применяются в отапливаемых помещениях. Эти каналы применяются также для удаления воздуха из помещений с повышенной влажностью, с неприятными запахами или с вредными газами. В пределах чердака и сверху кровли асбестоцементные каналы защищаются кирпичной кладкой в $^1/_2$ кирпича с армированием ее проволокой.

Каналы из пеноглинитных и пеностеклянных плит обладают достаточной механической прочностью, высокими теплоизоляционными качествами, влагостойкостью, огнестойкостью и меньшей стоимостью (по сравнению с каналами из любого другого материала), однако они должны оштукатуриваться. Прокладка сборных вентиляционных каналов по железобетонным чердачным перекрытиям и размеры каналов приведены на рис. 6.12.

Приставные каналы в помещениях с повышенной влажностью выполняются из шлакобетонных или бетонных плит толщиной 40 *мм* или из тонколистовой стали, окрашенной масляной краской, или из других влагостойких материалов.

Прокладка на чердаке вытяжных коробов, удаляющих воздух из мокрых помещений, производится с уклоном 0,01 в сторону движения воздуха; спуск воды из каналов в местах присоединения их к вытяжным камерам и из кожухов вентиляторов осуществляется через сифоны из труб диаметром 15 *мм* с отводом воды к трапам мокрых помещений.

Каналы для влажного воздуха могут также выполняться из закладываемых во внутренних стенах асбестоцементных или керамических труб. Эти каналы выводятся выше кровли без устройства сборных каналов на чердаке. В пределах чердака и сверху кровли асбестоцементные или керамические трубы утепляются и защищаются кирпичной кладкой в $^1/_2$ кирпича с армированием ее проволокой. У основания труб под вытяжными решетками предусматривается сбор и отвод конденсата.

При размещении вытяжных каналов, по которым перемещается воздух с нормальной влажностью в холодных помещениях, последние выполняются из двойных шлакобетонных плит или других влагостойких и малотеплопроводных материалов (например, пеностекла). Если по таким каналам транспортируется воздух повышенной влажности, то их следует выполнять из тонколистовой оцинкованной или черной стали с пропайкой швов и окрашивать изнутри масляной краской, а снаружи покрывать теплоизоляцией.

Приточные каналы допускается размещать в кирпичных внутренних стенах зданий, но предпочтительней их выполнение из асбестоцементных труб, как более плотных и гигиеничных. Приточные каналы больших размеров рекомендуется выполнять из сборных

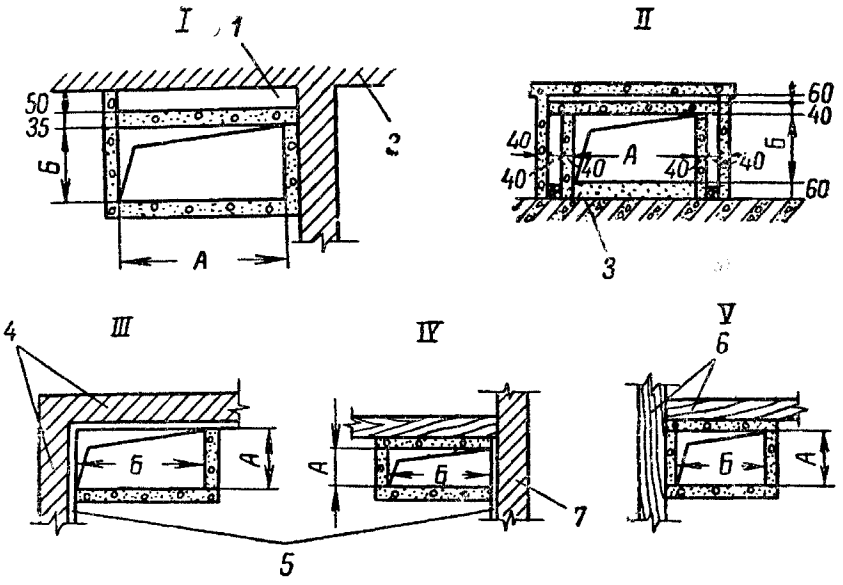


Рис. 6.11. Схемы устройства вентиляционных каналов

I — вертикальный канал с воздушной прослойкой у наружной стены; *II* — чердачный канал с двойными стенками; *III—V* — вертикальные каналы у внутренних стен; *1* — воздушный прослоек; *2* — наружная стена; *3* — железобетонное перекрытие; *4* — кирпичная стена или железобетонная плита; *5* — затирка; *6* — сгораемые перегородки или перекрытия; *7* — кирпичная стена

элементов, из монолитного железобетона или листовой стали.

Приставные приточные каналы следует прокладывать отдельно от вытяжных, не допуская общей разделительной стенки между ними и вытяжными или дымовыми каналами.

Б. ВЕНТИЛЯЦИОННЫЕ ВЫТЯЖНЫЕ ШАХТЫ

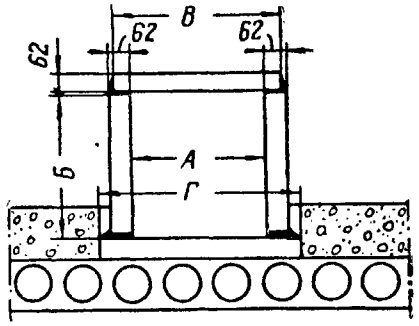
Основным способом сообщения вытяжных каналов с атмосферой является раздельный вывод каналов наружу без объединения их на чердаке сборным коробом в общую шахту. В обоснованных случаях, а также при механическом побуждении движения воздуха устраиваются вытяжные шахты. При этом следует соблюдать условия, чтобы сечение шахты было больше или равно сумме сечений объединяемых каналов.

Вытяжные шахты систем с объединенными вытяжными каналами могут быть: а) заводского изготовления из легкого бетона (рис. 6.13); б) заводского изготовления каркасные с заполнением эффективным огне- и влагостойким утеплителем (пенопласт, пеноглинит, пено-

стекло и др.); в) из бетонных плит с утеплением из фибролита; г) из досок с утеплением из войлока и оштукатуриванием.

Для зданий с бесчердачными кровлями из прокатных железобетонных панелей или с чердачным пространством высотой до 1—1,2 *м* вытяжные шахты выполняются из пеноглинитных или пеностеклянных плит.

Сопряжение вентиляционной шахты с бесчердачной кровлей показано на рис. 6.14.



Каналы из пеноглинитных или пеностеклянных плит размером 600×600×62 *мм*

Сечение канала в *мм*	Размеры в *мм*				Объем 1 *пог.м* в $м^3$	Вес 1 *пог.м* в *кг*
	А	*Б*	*В*	*Г*		
200×310	200	300	300	400	0,0845	25,3
300×310	300	300	400	600	0,104	31,2
300×410	300	400	400	600	0,117	35,1
300×610	300	600	400	600	0,143	42,9
400×310	400	300	600	600	0,117	35,1
400×410	400	400	600	600	0,13	39
400×610	400	600	600	600	0,156	46,8
400×810	400	600	600	600	0,182	54,6

Каналы из пеноглинитных или пеностеклянных плит размером 800×800×62 *мм*

Сечение канала в *мм*	Размеры в *мм*				Объем 1 *пог. м* в $м^3$	Вес 1 *пог.м* в *кг*
	А	*Б*	*В*	*Г*		
200×310	200	300	300	400	0,0845	25,3
300×310	300	300	400	500	0,0975	29,25
300×410	300	400	400	500	0,1105	33,15
300×510	300	500	400	500	0,1235	35,05
300×610	300	600	400	500	0,1365	40,95
400×310	400	300	500	600	0,1135	33,15
400×410	400	400	500	600	0,1235	37,05
400×510	400	500	500	600	0,1365	40,95
400×610	400	600	500	600	0,1495	44,85
400×810	400	800	500	600	0,1755	52,65
600×310	600	300	800	800	0,143	42,9
600×410	600	400	800	800	0,156	46,8
600×510	600	500	800	800	0,169	50,7
600×610	600	600	800	800	0,182	54,6
600×810	600	800	800	800	0,208	62,4

Рис. 6.12. Прокладка каналов из пеноглинитных или пеностеклянных плит на чердаке

При наличии чердаков допускается применение утепленных шахт из досок толщиной 20 *мм* в два слоя; внутри на всю высоту и снаружи выше кровли стенки шахт обиваются кровельной сталью по войлоку, смоченному в глиняном растворе; в пределах чердака шахты снаружи штукатурятся по войлоку и драни.

В домах из полнотелого кирпича вывод сверх кровли всех вытяжных каналов, выложенных в кирпичной стене, увеличивает объем кирпичной кладки. В этом случае объединение каналов, доведенных в стене до чердака, в кирпичную шахту является более экономным решением.

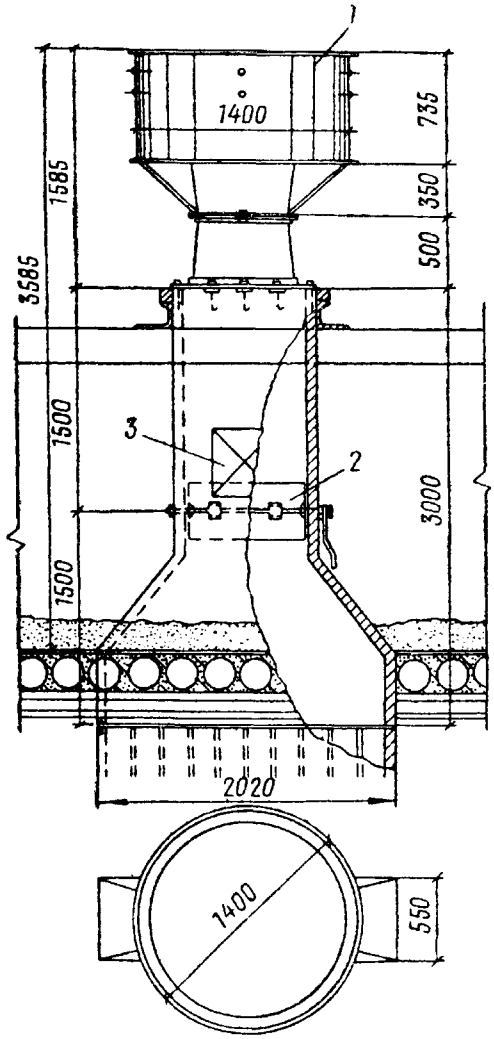


Рис. 6.13. Вытяжная шахта заводского изготовления из легкого бетона с объединением вытяжных каналов

1— дефлектор; *2*— дроссель-клапан; *3*— люк для ремонта дроссель-клапана

Над шахтами устанавливаются стальные зонты на расстоянии, составляющем не менее 40% ширины шахты.

Над кирпичными, пеноглинитными, пеностеклянными и тому подобными шахтами рекомендуется вместо зонтов устраивать перекрытия из железобетонных плит. Расположение устья вентиляционных шахт по высоте следует предусматривать: а) при скатных кров-

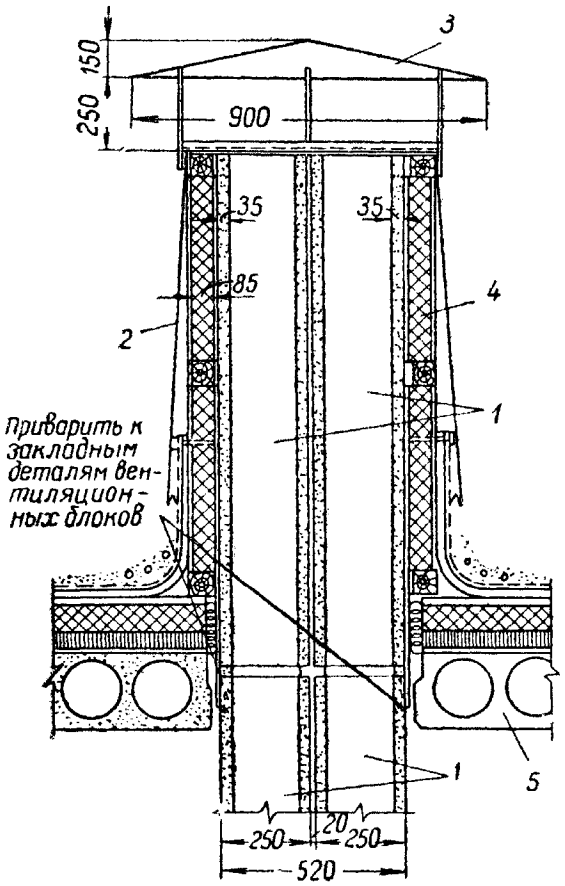


Рис. 6.14. Сопряжение вентиляционной шахты с бесчердачной кровлей

1 — вентиляционные блоки; *2* — фартук из оцинкованной стали; *3* — металлический зонт; *4* — щит из цементно-фибролитовой плиты; *5* — железобетонная плита

лях — на 0,5 *м* выше конька при расстоянии между шахтой и коньком до 1,5 *м*; на уровне конька при расстоянии между шахтой и коньком от 1,5 до 3 *м*; на уровне линии, проведенной под углом 10° к горизонту от конька, при расстоянии между шахтой и коньком более 3 *м*; б) при бесчердачных покрытиях — на 0,6 *м* выше верха покрытия; в) при глухих парапетах — на 0,5 *м* выше парапета.

Принятые конструкции ограждений вытяжных шахт и каналов, прокладываемых в неотапливаемых помещениях, должны проверяться теплотехническим расчетом на поддержание температуры внутренней поверхности канала, предупреждающей конденсацию водяных паров из перемещаемого воздуха при расчетной отопительной температуре наружного воздуха.

В вытяжных шахтах санитарных и кухонных узлов жилых домов регулировочные клапаны не устанавливаются; в общежитиях и гостиницах шахты снабжаются утепленными поворотными клапанами. Применение выдвижных шиберов в шахтах не допускается. При схеме с перепусками в сборном канале клапаны или другие регуляторы тяги не устанавливаются.

ГЛАВА 7

КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА

7.1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА И ВЕНТИЛЯЦИИ С ИСПАРИТЕЛЬНЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ ВОЗДУХА

А. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Кондиционирование воздуха является отраслью санитарной техники, обеспечивающей длительное (круглогодичное, сезонное) поддержание внутри помещений заданных температур, влажности, чистоты и скорости движения воздуха.

Кондиционирование воздуха предусматривается в помещениях:

а) для достижения допускаемых условий воздушной среды, если они не могут быть обеспечены более простыми средствами;

б) для создания и поддержания по технологическим требованиям внутри помещений или части их круглогодично или в течение теплого или холодного периодов года искусственных климатических условий;

в) для создания оптимальных (или близких к ним) гигиенических условий воздушной среды в производственных помещениях, если это экономически оправдано увеличением производительности труда;

г) для обеспечения оптимальных условий воздушной среды в помещениях общественных зданий (табл. 1.4).

Кондиционирование воздуха (КВ), которое устраивается для достижения допускаемых или оптимальных условий воздушной среды, носит название комфортного, а предусматриваемое по технологическим требованиям — технологического.

Нормируемые метеорологические параметры и чистота воздуха внутри помещений должны обеспечиваться системами кондиционирования воздуха, как правило, в пределах расчетных параметров наружного воздуха Б по СНиП II-Г.7-62, однако при обоснованных технологических требованиях допускается рассчитывать системы КВ на параметры В.

Системы КВ, предназначенные для воздушного душирования при борьбе с лучистым теплом более 300 *ккал/м²·ч*, работающие на наружном воздухе, следует рассчитывать на параметры наружного воздуха Б.

Нормируемые метеорологические параметры и чистота воздуха в помещениях и на рабочих местах, обслуживаемых системами вентиляции с испарительным охлаждением, должны, как правило, обеспечиваться в пределах расчетных параметров наружного воздуха А.

Б. КЛАССИФИКАЦИЯ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Кондиционирование воздуха осуществляется комплексом технических средств, именуемых системой кондиционирования воздуха (СКВ).

В состав СКВ входят технические средства приготовления, перемещения и распределения воздуха, приготовления холода и холодоснабжения, теплоснабжения, автоматики, дистанционного управления и контроля. Технические средства СКВ полностью или частично агрегируются в аппараты, называемые кондиционерами, а также в узлы, носящие название местных подогревателей, доувлажнителей, смесителей и доводчиков.

По полному давлению, развиваемому вентиляторами кондиционеров, СКВ делят на системы низкого давления — до 100 *кГ/м²*, среднего — от 100 до 300 *кГ/м²*, высокого — выше 300 *кГ/м²*.

СКВ различают по способу приготовления и распределения воздуха. В проектной практике применяют полностью или в сочетаниях следующие системы:

а) *центральные одноканальные однозональные,* обслуживающие одно или несколько помещений без разделения их на зоны. Они имеют одно общее регулирование температуры или температуры и относительной влажности воздуха для всех помещений;

б) *центральные одноканальные многозональные,* обслуживающие несколько зон в одном помещении или несколько помещений с подачей воздуха по одному отдельному воздуховоду в каждую зону или помещение;

в) *центральные двухканальные многозональные,* обслуживающие несколько зон в одном помещении или несколько помещений, с подачей воздуха по двум воздуховодам — с холодным и подогретым воздухом в каждую зону или помещение;

г) *местные системы,* состоящие, как правило, из агрегированных кондиционеров производительностью от 0,3 до 20 тыс. *м³/ч*, обслуживающих одно или несколько помещений, причем в каждом из них устанавливается один или несколько таких кондиционеров, обеспечивающих местное регулирование температуры или температуры и относительной влажности воздуха. Местные системы, обслуживаемые автономными кондиционерами, т. е. кондиционерами, имеющими встроенные холодильные установки, называются *местными автономными системами.*

СКВ могут работать только на наружном воздухе или с постоянным или переменным объемом рециркуляции внутреннего воздуха.

В. ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ВНУТРЕННЕГО ВОЗДУХА

Выбор расчетных метеорологических условий в рабочей зоне производственных помещений и в обслуживаемой зоне общественных и жилых зданий должен проводиться по нормам, приведенным в табл. 1.1.

Одним из критериев оценки метеорологических условий в общественных и производственных помещениях, если учесть, что люди находятся в состоянии, близком к состоянию покоя, или делают легкую работу в сидячем положении, служит нормальная эквивалентно эффективная температура (ЭЭТ), которая учитывает суммарное тепловое воздействие температуры, влажности и переменной скорости движения воздуха.

Эквивалентно эффективная температура, учитывающая только сочетание температуры и влажности воздуха при постоянной его скорости, называют нормальной эффективной температурой (ЭТ). ЭЭТ определяют по заданной температуре сухого и влажного термометров (рис. 7.1, точки *1* и *2*) и заданной скорости движения воздуха (точка *3*); они не учитывают радиационный фактор и составлены на основе сравнения теплоощущения людей в выбранных условиях с теплоощущением в камере со 100%-ной влажностью. Последнее не характерно для реальных условий и в совокупности с игнорированием радиационного фактора является основным недостатком ЭЭТ.

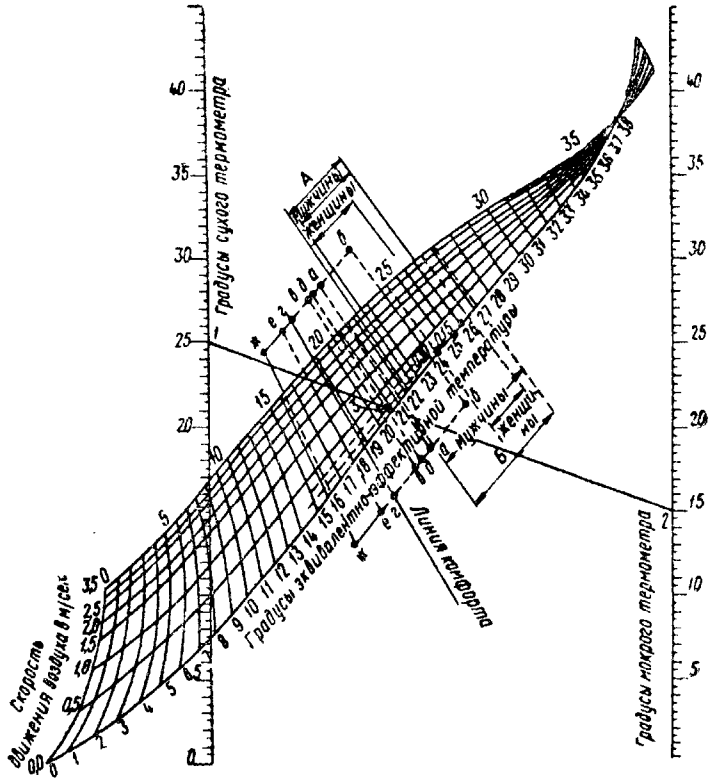


Рис. 7.1. Номограмма для определения нормальных эквивалентно-эффективных температур

Линии комфорта в теплый период года: *аа* — для нормально одетых людей; *бб* — для легко одетых людей; *вв* — для нормально одетых людей в плотно заполненных помещениях; линии комфорта в холодный период года: *гг* — для нормально одетых людей; *дд* —для легко одетых людей; *ее* —для легко одетых людей в плотно заполненных помещениях; *жж* — для людей, выполняющих легкую работу; *А* — зона комфорта для неакклиматизировавшихся людей в тропиках при температуре не выше 27° по сухому термометру; *Б* — зона комфорта для акклиматизировавшихся людей в тропиках при температуре не выше 29° по сухому термометру

Влияние незначительной радиации на самочувствие людей можно дополнительно учесть следующим образом: если температура стен незначительно (до 3° С) превышает температуру воздуха помещений, то на каждый градус этой разности следует понижать температуру воздуха помещения вблизи этих стен (до 3 *м*) на 1,1° по сравнению с полученной по шкале ЭЭТ; наоборот, если температура стен незначительно (до 3°) ниже температуры воздуха, то температуру воздуха вблизи этих стен (до 3 *м* от них) следует повышать по сравнению с величинами, найденными по шкале ЭЭТ, на 1,1° на каждый градус этой разности.

При кратковременном пребывании людей (кафе, рестораны, магазины и др.) в летнее время условия комфорта зависят от наружной температуры, так как боль-

шая разность температур вызывает неприятные ощущения и может привести к простудным заболеваниям; при наружных температурах выше 30° С температуру воздуха в этих помещениях следует определять по формулам:

а) при длительности пребывания до 3 *ч*

$$t_{3час} = t_п + 0{,}3\,(t_н - 30); \qquad (7.1)$$

б) при длительности пребывания до 1 *ч*

$$t_{1час} = 1{,}04\,[t_п + 0{,}3\,(t_н - 30)], \qquad (7.2)$$

где $t_п$ — оптимальная температура при длительном пребывании людей в помещении (см. табл. 1.1);

$t_н > 30°С$ — температура наружного воздуха (теплый период года).

Таблица 7.1

Оптимальные параметры воздуха в некоторых производственных и общественных помещениях

Помещения	Температура в °С		Оптимальная влажность в %	
	от	до	от	до
Архивы	14	17	57	63
Библиотеки, книгохранилища	18	21	38	50
Деревообделочные цехи:				
машинно-станочное отделение	15	16	40	55
сборочное отделение	18		55	65
скорлупное »	18		40	55
столярно-заготовительное отделение	15	16	55	65
модельные	18	20	40	55
Лаборатории металлов	20		40	
Помещения точных приборов	20		40	
Плазовые цехи	18	20	50	60
Фотопомещения:				
проявочные	20	24	60	
резки пленки	18	20	65	
сушки негативов и позитивов	22	24	60	
хранения кино-фото материалов	18	20	40	50
Прядильные цехи производства капронового корда:				
намотки	19±1		47±3,5	
	22±0,5		45±1	
контроля, буфер для волокна после прядения	19±1		47±3,5	
	22±0,5		45±1	
Текстильные цехи капронового корда:				
крутильный с вытяжкой	22±1		60±5	
сортировки кордного волокна	22±1		62±5	
кордных круток	22±1		62±5	
буферная камера для волокна перед ткачеством	22±1		62±5	
сновальный	22±1		62±5	
ткацкий	22±1		62±5	
перемоточный — волокна для технических изделий	22±1		62±5	
сортировка волокна для технических изделий и готовой кордной ткани	22±1		62±5	
упаковка ткани и промежуточный склад для готовой продукции	22±1		62±5	
Общие помещения производства капронового корда:				
мастерская испытания прядильных насосиков	20±1		60±5	
цеховая лаборатория физико - механических испытаний	20±1		65±5	
центральная заводская лаборатория	20±1		65±5	

Влажность воздуха в помещениях с кратковременным пребыванием людей должна находиться в пределах 40—60%.

Локальное ощущение переохлаждения или перегрева в отдельных точках помещения, обусловленное изменением скорости движения или температуры воздуха, а также обоих этих факторов, при постоянной влажности воздуха и постоянном напряжении радиации, учитывается по отношению к средним условиям в обслуживаемой зоне $v_{об}$, $t_{об}$ как отклонение ЭЭТ по уравнению

$$\Delta t_{скв} = t_{скв} - t_{об} - 7{,}8\,(v_{скв} - v_{об}), \qquad (7.3)$$

где $v_{скв}$ и $t_{скв}$ — скорость и температура воздуха в зоне «сквозняка».

Для соблюдения оптимальных условий в обслуживаемой зоне температура воздуха должна понижаться от пола к потолку, однако допустимо и повышение температуры на 1—1,5°, но не более 2,5° в пределах высоты человеческого роста.

Температура пола при ходьбе не должна превышать 25° С, а для людей в состоянии покоя — 28° С. Радиация, направленная на голову, вызывает дискомфорт.

Технологические требования в отношении регулирования температуры, влажности и скорости движения воздуха, как правило, ограничиваются допускаемыми метеорологическими параметрами в рабочей зоне производственных помещений (см. табл. 1.1).

Оптимальные параметры воздуха для некоторых производственных и общественных помещений приведены в табл. 7.1.

7.2. ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА И РАСХОД НАРУЖНОГО ВОЗДУХА

А. ПОЛЕЗНАЯ И ПОЛНАЯ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ КОНДИЦИОНЕРОВ

Полную производительность кондиционера $L_п$ определяют по формуле

$$L_п = KL \ м^3/ч, \qquad (7.4)$$

где L — полезная производительность кондиционера;

K — коэффициент, учитывающий непроизводительные потери воздуха в сетях, который рекомендуется принимать равным: 1 — если кондиционер установлен внутри обслуживаемого помещения; 1,1 — при установке вне обслуживаемого помещения и соединении с ним стальными, пластмассовыми или асбестоцементными (из труб) воздуховодами длиной до 50 *м*; 1,15 — в остальных случаях;

L — принимают равной большей из величин L_1, L_2 или L_3;

L_1 — определяют исходя из максимальных избытков явного тепла в теплый период года $Q_я$ *ккал/ч* и рабочей разности температур $\Delta t_р$ *град*;

L_2 — определяют исходя из количества вредных газов и других выделений Z *г/ч* или водяного пара W *г/ч*, выделяющихся в помещении, и ассимиляционной способности воздуха Δz *г/м*^{3} по отношению к этим выделениям или водяному пару Δw *г/м*^{3};

L_3 — определяют из расчета компенсации местной вытяжки из помещения, равной L_4 *м*^{3}*/ч*, и создания в нем повышенного давления по отношению к наружному воздуху и соседним помещениям, для чего расходуется L_5 *м*^{3}*/ч* воздуха, т. е. $L_3 = L_4 + L_5$.

Расход воздуха L_5, необходимый для создания повышенного давления в помещении, препятствующего входу наружного воздуха или воздуха из соседних помещений, равен сумме расходов воздуха через неплот-

ности ограждения и дверей, окон и других проемов (табл. 7.2 и 7.3).

Полезную производительность кондиционера L $м^3/ч$, как правило, определяют максимальными избытками явного тепла $Q_я$ $ккал/ч$, которые находятся из теплового баланса помещения (см. главу 2). В этих случаях установочная мощность вентиляторов и насосов, а следовательно, и основные затраты на сооружение и эксплуатацию кондиционеров зависят от выбора рабочей разности температур

$$\Delta t_р = t_п - t_0 \ град, \qquad (7.5)$$

где $t_п$ — температура в рабочей или обслуживаемой зоне помещения;
t_0 — начальная температура подаваемого воздуха.

Таблица 7.2

Количество воздуха, которое следует вводить в помещение на каждого человека, проходящего через дверь, для создания повышенного давления в помещении (ориентировочные данные) в $м^3/ч$

Количество людей, проходящих через двери в час	Обычная дверь		Дверь с тамбуром		Вращающаяся дверь	
	одна	более одной	одна	более одной	одна	более одной
До 100	3	4,75	2,5	3,5	0,8	1
От 100 до 700	3	4,75	2,5	3,5	0,7	0,9
» 700 » 1400	3	4,75	2,25	3,5	0,5	0,6
» 1400 » 2100	2,75	4	2,25	3,25	0,3	0.3

Таблица 7.3

Количество воздуха, необходимое для создания повышенного давления объемов помещения в час ($V/ч$) (ориентировочные данные)

Помещение	Количество
Без окон и наружных дверей	0,5—0,75
С окнами на одну сторону	1
То же, на две стороны	1,5
» на три и четыре стороны	2
Вестибюль	2—3

Желательно доведение $\Delta t_р$ до максимума, который устанавливается построением на I—d-диаграмме схемы процесса ассимиляции тепла и влаги в помещении, но величина $\Delta t_р$ должна быть обоснована расчетами распределения воздуха, приведенными в главе 8.

В помещениях, имеющих неравномерную тепловую нагрузку по объему и большую высоту, следует учитывать полную рабочую разность температур:

$$\Delta t_{пр} = t_{пу} - t_0, \qquad (7.6)$$

где $t_{пу}$ — температура воздуха в зоне помещения, из которой удаляют воздух, причем, как правило, $t_{п.у} \neq t_п$; она может быть меньше ($t_{п.у} < t_п$) или больше ($t_{п.у} > t_п$) температуры в обслуживаемой или рабочей зоне.

Величину $t_{п.у}$ также следует определять, учитывая условия распределения воздуха в помещении.

Полезная производительность кондиционера L_1 может быть сокращена на холодный период года до величины $L_{1х} < L_1$ исходя из избытков явного тепла и разности температур в холодный период года, однако $L_{1х}$ не должно быть меньше величины, необходимой для обеспечения равномерной температуры и влажности воздуха в рабочей или обслуживаемой зоне помещения.

Б. РАСХОД НАРУЖНОГО ВОЗДУХА

Минимальный полезный расход наружного воздуха $L_н$ $м^3/ч$ в объеме воздуха, подаваемого в помещение кондиционером, принимают равным большей из следующих величин: $L_{н1}$ по $L_{н4}$ для теплого периода года, $L_{н5}$ по $L_{н8}$ для холодного периода и $L_{н1}$ по $L_{н8}$ при круглогодичной работе с постоянным объемом наружного воздуха.

Полное количество наружного воздуха $L_{н.п}$, содержащееся в полной производительности кондиционера:

$$L_{н.п} = KL_н \ м^3/ч, \qquad (7.7)$$

где K — то же, что в формуле (7.4).

Полезный расход наружного воздуха $L_{н1}$ для помещений в жилых и общественных зданиях на одного человека рекомендуется принимать:

при отсутствии курения	25 $м^3/ч$
» незначительном курении	35 »
» значительном »	50 »
» сильном »	75 »
на одного ребенка в помещениях, занятых детьми до 12 лет	15 »

Санитарная норма подачи наружного воздуха в производственные помещения приведена в I главе.

Полезный расход наружного воздуха $L_{н2} = L_2$ и $L_{н3} = L_3$.

Расход наружного воздуха $L_{н4}$ определяется исходя из удельной неплотности клапанов наружного воздуха

$$L_{н4} = L_1 \frac{n_н}{100}, \qquad (7.8)$$

где $n_н$ — удельная конструктивная неплотность клапанов; в среднем в расчетах принимают для клапанов обычного исполнения равной 10% от полного наибольшего расхода воздуха через клапан; в необходимых случаях уточняют по данным испытания клапанов.

Расходы наружного воздуха $L_{н5}$ и $L_{н6}$ определяют в зависимости от того, работает ли система с переменным или постоянным объемом наружного воздуха.

Для систем, работающих с переменным объемом наружного воздуха, расход $L_{н5}$ устанавливают, руководствуясь схемой, приведенной на рис. 7.2, и определяют:

а) при теплосодержании наружного воздуха $I_н$ более высоком, чем теплосодержание воздуха в помещении I_1, например при $I_н = I'_н > I_1$, расход наружного воздуха $L_{н5}$ экономически целесообразно принимать равным большему из минимумов наружного воздуха $L_{н1}$, $L_{н2}$, $L_{н3}$ или $L_{н4}$;

б) при теплосодержании наружного воздуха в пределах $I_3 < I_н < I_1$, где I_3 — теплосодержание воздуха, приготовленного в камере орошения, например при $I''_н = I_н$, следует подавать 100% наружного воздуха, т. е. $L_5 = L$;

в) при теплосодержании наружного воздуха $I_н$ ниже I_3, например $I'''_н$, в кондиционере прекращается расход холода и может не расходоваться тепло на первый

подогрев, если расход наружного воздуха будет таков, чтобы смесь имела теплосодержание I_3, т. е.

$$L_{н5} = L_{ор}\frac{I_1 - I_3}{I_1 - I_н^{''}}, \qquad (7.9)$$

где $L_{ор}$ — количество воздуха, проходящее через камеру орошения, в $м^3/ч$;
I_1 — теплосодержание воздуха в помещении в *ккал/кг*;
I_3 — теплосодержание воздуха после камеры орошения в *ккал/кг*.

При некотором значении теплосодержания наружного воздуха

$$I_н^{''} = I_1 - \frac{L_{ор}}{L_{н5}}(I_1 - I_3) \qquad (7.10)$$

может оказаться, что $L_{н5} < L_{н1}$, $L_{н2}$, $L_{н3}$ или $L_{н4}$. Это недопустимо и, следовательно, необходимо устройство

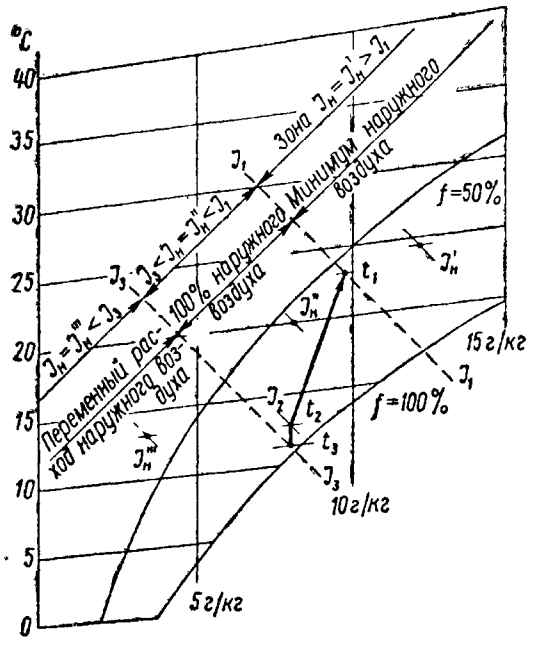


Рис. 7.2. Оптимальные режимы расхода наружного воздуха

первого подогрева воздуха для обеспечения подачи большего из установленных минимальных расходов.

При работе с переменным объемом наружного воздуха и применении калориферов для первого подогрева их целесообразно устанавливать после смешения наружного и рециркуляционного воздуха для того, чтобы не нарушать гидравлической устойчивости работы системы при изменении расхода. Это ограничивает расход наружного воздуха $L_{н5}$, так как при теплосодержании смеси $I_{см} < 2{,}5$ *ккал/кг* возможно замерзание влаги, выпадающей из воздуха

$$L_{н6} \leqslant L_{ор}\frac{I_1 - 2{,}5}{I_1 - I_и}. \qquad (7.11)$$

Рекомендуемая схема приготовления и подогрева воздуха приведена на рис. 7.3. Здесь наружный воздух с теплосодержанием $I_н$ смешивается с рециркуляционным I_1 и смесь при теплосодержании $I_{см}$ подогревается в калориферах первого подогрева до теплосодержания I_3, при котором он поступает в вентилятор и воздуховоды, где подогревается до I_2 и выходит в помещение.

Если для компенсации местной вытяжки и создания повышенного давления в помещении расход наружного воздуха $L_{н3}$ должен быть больше, чем расход $L_{н6}$, то необходимо принимать меры для оттаивания льда, например предусматривать обогрев пола и стен смесительной камеры. Иногда применяют и предварительный подогрев наружного воздуха.

Для систем, работающих при наличии рециркуляции с постоянным расходом наружного воздуха $L_{н7}$, его следует обосновывать технико-экономическими расчетами, учитывая продолжительность периодов, требующих ох-

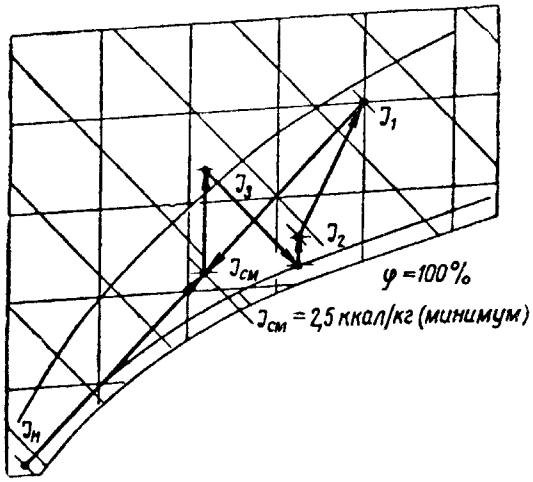


Рис. 7.3. Схема приготовления и нагрева воздуха в холодный период года при установке калорифера на смеси наружного и рециркуляционного воздуха

лаждения и нагрева воздуха, средние теплосодержания наружного воздуха в эти периоды и отпускные стоимости холода и тепла.

Если отношение стоимости холода к стоимости тепла близко к 9 (среднее соотношение для небольших холодильных станций), то для систем кондиционирования комфортного назначения экономически оправдан расход наружного воздуха $L_{н7}$, равный: для средней полосы СССР (ориентируясь на расчеты для Москвы) 30—40% количества воздуха, проходящего камеру орошения, а для южных районов СССР (ориентируясь на расчеты, выполненные для г. Сочи) 20—30% той же величины.

При работе с постоянным объемом наружного воздуха при наличии первой и второй рециркуляции в кондиционере калориферы первого подогрева обычно устанавливают в потоке наружного воздуха, чтобы, не нарушая гидравлической устойчивости системы, уменьшить размеры калориферов первого подогрева. Если теплосодержание воздуха после калориферов в этом случае $I_к < 2{,}5$ *ккал/кг*, то возможно намерзание льда на входных сепараторах камеры орошения. Для предупреждения этого явления воздух, пропускаемый через калориферы, должен нагреваться до теплосодержания $I_к \geqslant 2{,}5$ *ккал/кг*, т. е. расход наружного воздуха $L_{н8}$ $м^3/ч$ не должен быть меньше:

$$L_{н8} = L_{ор}\frac{I_1 - I_3}{I_1 - 2{,}5}. \qquad (7.12)$$

Нагрев и приготовление воздуха при этом ведется, как показано на рис. 7.4. Наружный воздух нагревает-

ся от $I_н$ до $I_к$ так, чтобы после смешения его в заданных соотношениях с рециркуляцией, имеющей теплосодержание I_1, была обеспечена смесь с теплосодержанием I_3. Затем смесь увлажняется, поступает в вентилятор и воздуховоды, где нагревается до I_2 и далее выходит в помещение.

При работе кондиционеров на смеси с постоянным объемом наружного и рециркуляционного воздуха и при отсутствии второй рециркуляции обычно производят нагрев после смешения наружного и рециркуляционного воздуха в тех случаях, когда $L_н < L_{нв}$, а нагрев до смешения, если $L_н > L_{нв}$.

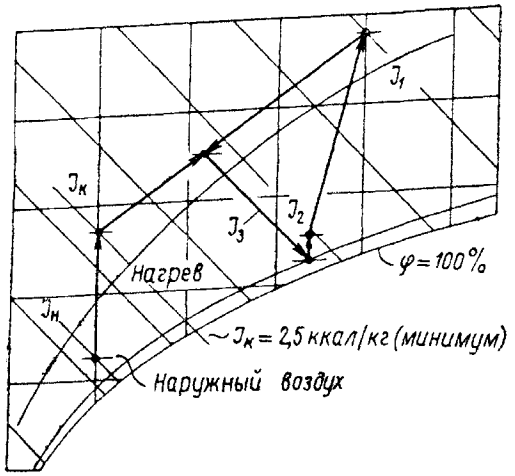


Рис. 7.4. Схема приготовления и нагрева воздуха в холодный период года при установке калорифера на наружном воздухе

7.3. СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

А. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

При проектировании СКВ следует руководствоваться приводимыми ниже основными схемами, а также положениями, регламентированными СНиП II-Г.7-62.

Центральные одноканальные однозональные СКВ рекомендуется применять, как правило, для одного помещения площадью не более 1000 $м^2$ или такой же части большего помещения, если тепловыделения распределены равномерно по площади помещения. При этом одна из сторон помещения (или части помещения) не должна быть более 40 $м$.

Эти системы можно применять для нескольких помещений с общим регулированием при условии, что в отдельных помещениях допускаются различные и значительные отклонения параметров воздуха от заданных значений.

Центральные одноканальные многозональные СКВ, имеющие средства дополнительной зональной или местной обработки воздуха, рекомендуется принимать для группы помещений или для одного помещения, разделенного на отдельные зоны.

Центральные двухканальные многозональные СКВ, имеющие местные смесители или смесители-доводчики, должны, как правило, применяться для группы помещений, если каждое из них требует независимого регулирования температуры или влажности воздуха или обоих параметров, если к точности регулирования одного из параметров предъявляются пониженные требования.

Допускается применение двухканальных систем для обслуживания групп помещений, требующих зонального погруппового регулирования температуры или влажности воздуха.

Местные СКВ и местные автономные кондиционеры следует предусматривать для одного или нескольких помещений небольшого размера, удаленных друг от друга. Применение их для больших комплексов мелких помещений или для отдельных помещений больших размеров допускается при соответствующих обоснованиях. Местные СКВ, работающие на полной рециркуляции, допускается применять для реконструируемых зданий при условии подачи наружного воздуха другими системами.

Местные системы кондиционирования (СКВ) рекомендуется применять вместе с системами радиационного охлаждения в зданиях, где предусматривается панельное отопление.

СКВ, предназначенные для круглогодичной и круглосуточной эксплуатации, совмещенные с отоплением здания или помещения, следует оборудовать не менее чем двумя кондиционерами производительностью по 50% общей производительности системы.

Как правило, системы кондиционирования воздуха следует проектировать низкого давления; системы высокого давления (300 $кГ/м^2$ и более) рекомендуется применять для многокомнатных и многоэтажных зданий при технико-экономическом обосновании. Системы, работающие с рециркуляцией, следует проектировать, как правило, по схеме, предусматривающей подачу в помещение смеси из переменных объемов наружного и рециркуляционного воздуха в зависимости от параметров наружного воздуха. В этом случае для рециркуляции воздуха рекомендуется применять самостоятельный вентилятор.

Системы, размещаемые в пределах одного здания, для взаимозаменяемости рекомендуется объединять попарно или в более крупные группы по приточным и рециркуляционным воздуховодам, если они предназначены для поддержания приблизительно одинаковых параметров воздуха. Калориферы второго и местного подогрева следует, как правило, снабжать теплоносителем постоянных параметров.

В кондиционерах, особенно при большой их производительности, происходит существенное расслоение воздуха по температуре и влагосодержанию в результате процессов смешения, нагрева и охлаждения воздуха. Наиболее равномерные параметры имеет воздух на выходе из вентиляторов. Поэтому кондиционеры, в которых влажность воздуха регулируется по температуре «точки росы», рекомендуется, как правило, собирать так, чтобы калориферы второго или местного подогрева присоединялись на стороне нагнетания приточных вентиляторов. Это дает возможность устанавливать чувствительные элементы терморегуляторов «точки росы» на хорошо перемешанном воздухе после вентилятора (исключение — схемы со второй рециркуляцией).

Установка калориферов второго и местного подогрева на нагнетании обеспечивает блокировку кондиционеров и, как правило, уменьшает их габариты.

Установка шумоглушителей должна быть обоснована согласно указаниям, приведенным в главе 17.

Масляные или матерчатые фильтры общей очистки воздуха должны устанавливаться в тех частях кондиционеров, через которые проходит весь обрабатываемый воздух, и так, чтобы защитить от пыли возможно большее число секций кондиционера. Масло для масляных фильтров должно соответствовать указаниям, приведенным в главе 4, в зависимости от места установки фильтра до или после калориферов первого подогрева.

В схемах СКВ не показана установка фильтров вторичной тонкой очистки воздуха от пыли — фильтров ЛАИК, электрических и электроионизационных фильтров. Эти фильтры устанавливаются, если они обоснованы специальными требованиями по тонкой очистке воздуха от пыли и бактерий, причем фильтры ЛАИК, как правило, в непосредственной близости к обслуживаемым помещениям, фильтры тонкой очистки требуют предварительного пропуска воздуха через масляные или матерчатые фильтры в кондиционере.

Смесительные автоматические клапаны (воздушные заслонки), предназначенные для регулирования калориферов первого, второго и местного подогрева, рекомендуется устанавливать только при питании калориферов паром до тех пор, пока не будет разработан более эффективный способ регулирования его расхода.

Устанавливая калориферы без воздушных клапанов, рекомендуется применять секции подогрева без обводных каналов. Это увеличивает поверхность нагрева секции и живое сечение для прохода воздуха, а следовательно, при одинаковых нагрузках уменьшает их сопротивление.

Во всех основных схемах СКВ в качестве аппарата для охлаждения, осушки и увлажнения воздуха показаны наиболее распространенные и, как правило, более экономичные тепло- и массообменные аппараты камеры орошения (2, 3 по табл. 7.4). Однако они могут быть заменены поверхностными орошаемыми воздухоохладителями (4 по табл. 7.4), а иногда и неорошаемыми поверхностными воздухоохладителями (4′ по табл. 7.4), существенно упрощающими систему холодоснабжения.

Клапаны К-3, предназначенные для регулирования подачи холодной воды к камерам орошения, на большинстве схем показаны трехходовыми, однако в ряде случаев они могут быть заменены двухходовыми, рассчитанными согласно указаниям главы 15.

Все схемы СКВ, приведенные в главе 7 на рисунках, составлены исходя из точности поддержания внутренних параметров воздуха в помещениях, рекомендуемой СНиП, а именно, ±1° по температуре и ±7% по относительной влажности, круглогодично или в течение теплого или холодного периодов года. Для более точного поддержания заданных параметров они требуют доработки.

Б. ЦЕНТРАЛЬНЫЕ СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ, РАБОТАЮЩИЕ НА НАРУЖНОМ ВОЗДУХЕ

Центральные СКВ, работающие на наружном воздухе без рециркуляции, проектируют для помещений, в которых выделяются ядовитые газы, пары, пыль, а также во избежание распространения бактерий, например для химических цехов, лабораторий и больниц.

Для таких систем наиболее характерна центральная ЦН1 (рис. 7.5, табл. 7.4 и 7.5). Она предназначена для поддержания заданной температуры t_1 при относительной влажности φ_1 (в дальнейшем на рисунках главы 7 приводится индекс без буквенного обозначения) в теплый период года и температуры t_{11} при влажности φ_{11} в холодный период года в одном помещении при постоянном объеме подаваемого воздуха, причем часто $t_1=t_{11}$ и $\varphi_1=\varphi_{11}$.

При расчетных условиях теплого периода года система засасывает наружный воздух с параметрами, обозначенными точкой 5 (рис. 7.5, *б*), фильтрует, а

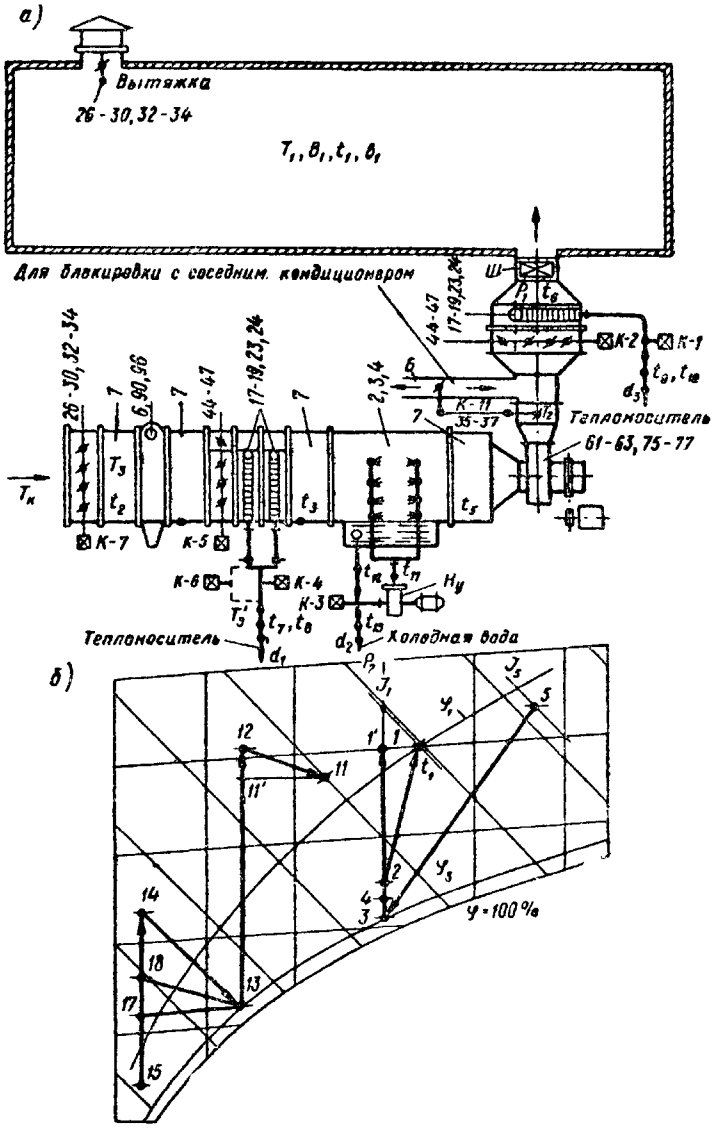


Рис. 7.5. Центральная система кондиционирования воздуха ЦН1

а — схема сборки системы; расшифровка цифровых обозначений приведена в табл. 7.4; буквенных — в табл. 7.5; *б* — схема приготовления воздуха, построенная на *I—d*-диаграмме

затем охлаждает его в камере орошения (*2* или *3* рис. 7.5, *а*) или в поверхностном орошаемом воздухоохладителе *4*, до параметров, обозначенных точкой *3*; затем воздух, как правило, подогревается, проходя по воздуховодам, до параметров точки *4* и, если нужно, в калориферах второго подогрева до параметров точки *2*. Естественно, что подогрев воздуха в калориферах при расчетных условиях теплого периода года уменьшает экономичность системы и применение второго подогрева, как правило, следует ограничивать

Таблица 7.4

Основное оборудование для центральных систем кондиционирования воздуха

Условные обозначения	Оборудование секции	Характеристика оборудования
2	Камеры орошения (промывные)	Двухрядные
3		Трехрядные
4′	Поверхностные воздухоохладители неорошаемые	Двухрядные
		Трехрядные
		Четырехрядные
4	Орошаемые поверхностные воздухоохладители	От 3 до 9 рядов
6	Фильтры самоочищающиеся	Масляные
7	Камеры промежуточные	—
8	Секции поворотные	
9	Секции переходные к вентилятору	—
12	Камеры смесительные	—
13	Камеры распределительные	—
17	Секции подогрева с обводным каналом	Однорядные
18		Двухрядные
19		Трехрядные
23	Секции подогрева без обводного канала	Однорядные
24		Двухрядные
32	Клапаны приемные с утепленными створками	С ручным приводом
27		С пневматическим приводом двухпозиционного регулирования
33		
28	Клапаны приемные с утепленными створками	С пневматическим приводом пропорционального регулирования
29		С электрическим приводом двухпозиционного регулирования
34		
30		С электрическим приводом пропорционального регулирования
31	Клапаны вентиляторов	С ручным приводом
35	Клапаны проходные	То же
36		С пневматическим приводом пропорционального регулирования
37		С электрическим приводом пропорционального регулирования
44	Клапаны сдвоенные секционные	С пневматическим приводом пропорционального регулирования
45		
46	То же	С электрическим приводом пропорционального регулирования
47		
83	Клапаны смесительные утепленные	С пневматическим приводом пропорционального действия
84		С электрическим приводом пропорционального действия
61	Вентиляторные установки	Давление 60 *кГ/м²*
62		» 80 »
63		» 100 »
75		» 60 »
76		» 80 »
77		» 120 »
НА	Направляющие аппараты к вентиляторам	—
ГУ	Гидроустановки (гидравлические муфты скольжения) к вентиляторам	Давление вентилятора: 60 *кГ/м²* 80 » 120 »
ЭМ	Индукторные муфты скольжения	—
90	Рулонные фильтры	Матерчатые
92	Электрические фильтры	Типа ФЭ
96	Шарнирношторчатые самоочищающиеся	Масляные
ФР	Фильтры ЛАИК	Из ткани Петрянова

режимами неполной нагрузки системы. Однако, имея в виду возможное снижение нагрузки до нуля, калориферы второго подогрева должны обеспечить подогрев воздуха на полную разность температур между точками *1* и *4*. В этом случае СКВ создает в помещении параметры воздуха, обозначенные точкой *1'*.

При расчетных условиях теплого периода года приготовленный воздух ассимилирует избытки тепла и влаги в помещении, что представлено политропой *2—1* на *I—d*-диаграмме.

Таблица 7.5

Вспомогательное оборудование и приборы систем кондиционирования воздуха

Условное обозначение	Оборудование и приборы
НУ	Насосные установки
К	Двухходовые или трехходовые регулирующие клапаны на воздуховодах и трубопроводах с пневматическим или электрическим приводом
МК	Местные кондиционеры-доводчики: эжекционные $МК_Э$ и вентиляторные $МК_В$
МП	Местные подогреватели
РК	Распределительные или смесительные клапаны для воздуха с пневматическим или электрическим приводом
РП	Клапаны подачи с пневматическим или электрическим приводом
Э	Эжекторы-смесители
П	Плафоны (воздухораспределители)
СПВ	Специальные поверхностные воздухоохладители
СПС	Секции подогрева специальные
Ш	Шумоглушители
РВВ	Рециркуляционно-вытяжные вентиляторы
АВП	Агрегаты второго подогрева
Б	Воздуховоды для блокировки с соседним кондиционером
Т	Терморегуляторы
В	Влагорегуляторы
D	Регуляторы давления
t	Дистанционные или местные контрольные термометры
в	Дистанционные или местные психрометры
d	Дистанционные или местные приборы для измерения давления
p	Дистанционные или местные приборы для измерения расхода

При расчетных условиях холодного периода наружный воздух (точка *15*) нагревается в калориферах первого подогрева до параметров, обозначенных точками *14*, *17* или *18*, увлажняется до состояния, обозначенного точкой *13*, подогревается в калориферах второго подогрева (точка *12*) и затем, проходя по помещению, принимает параметры, обозначенные точкой *11*, а при отсутствии влаговыделений — точкой *11'*.

Пример применения вместо камеры орошения орошаемого поверхностного воздухоохладителя (секции 4 по табл. 7.4) показан на рис. 7.15. В этом случае значительно упрощается схема снабжения кондиционера холодной водой.

Если по конструктивным соображениям представляет целесообразным снять часть тепловой нагрузки с калориферов первого подогрева, уменьшив их габариты и сопротивление, то нагрев воздуха в них не следует снижать ниже изотермы *13* (рис. 7.5, *б*), заканчивая его между точкой *17* и точкой *14*, например в точке *18*. Тепловая нагрузка, снятая с калориферов, передается на бойлеры или змеевики, нагревающие воду камеры орошения.

Терморегулятор T_1, устанавливаемый в помещении, управляет секцией второго подогрева регулированием подачи тепла клапаном *К-1*; при теплоносителе паре терморегулятор T_1 регулирует также и расход воздуха через калорифер клапаном *К-2* (см. п. 7.3 «А»).

Если влаговыделения в помещении неизменны, то постоянство влажности обеспечивается терморегулятором T_2, а при переменных влаговыделениях — влагорегулятором B_1, которые при режимах охлаждения (теплый период года) управляют подачей холодной воды в камеру орошения или воздухоохладитель с помощью клапана *К-3*.

При режимах нагрева (холодный период года) регулятор T_2 или B_1 управляет работой калориферов первого подогрева, регулируя подачу теплоносителя к калориферам клапаном *К-4*; при теплоносителе паре регуляторы T_2 или B_1 управляют также проходом воздуха через калорифер с помощью воздушного клапана *К-5*.

Терморегулятор T_3 предохраняет калориферы первого подогрева от замораживания при неработающем кондиционере, включая подачу минимального количества теплоносителя клапаном *К-6*, если температура наружного воздуха ниже +2° С.

При питании калориферов *1* подогрева горячей водой устраивается также защита калориферов от замораживания во время работы кондиционера; для этого устанавливается дополнительный терморегулятор T_3' в трубопроводе обратной воды и настраивается на температуру 30° С; при понижении температуры обратной воды ниже 30° С терморегулятор T_3' включает подачу горячей воды клапаном *К-6*. Терморегулятор T_3 отключает терморегулятор T_3', если температура наружного воздуха выше 2° С.

Открывание и закрывание клапана *К-7* блокируется с пуском и остановом вентилятора.

В схему терморегуляторов T_1 и T_2 системы ЦН1 может быть включен терморегулятор $T_к$, устанавливаемый на наружном воздухе и корректирующий температуру в обслуживаемом помещении, и температуру точки росы в зависимости от изменения температуры наружного воздуха. Влагорегулятор B_1 может быть также включен, как корректор, в схему терморегулятора T_2.

Для блокировки систем кондиционирования воздуха ЦН1 предусматривается специальный воздуховод *Б* и ручные или дистанционно управляемые клапаны *К-11*.

В случае необходимости система снабжается шумоглушителем *Ш*.

Работа системы ЦН1 должна контролироваться местными или дистанционными приборами:

а) по температуре и влажности в обслуживаемом помещении — точки t_1 и $в_1$;

б) по температуре в кондиционере — точки t_2—t_6 (периодически);

в) по температуре воды и теплоносителя на подаче и выходе — точки t_7—t_{13} (периодически);

г) по давлению воды и теплоносителя — точки d_1—d_3 (периодически);

д) по расходу воздуха и холодной воды — точки p_1 и p_2.

Центральная система кондиционирования воздуха ЦН2 (рис. 7.6) применяется для обслуживания одного помещения, в котором круглый год требуется поддерживать заданную температуру при недопустимости рециркуляции воздуха. Влажность не регулируется, но ограничивается максимум $\varphi_{1макс}$. Система работает при постоянном объеме подаваемого воздуха. При

расчетных условиях теплого периода года, характеризуемых точкой *5* на *I—d*-диаграмме, воздух охлаждается до параметров точки *2*, а затем смешивается с неохлажденным воздухом *5*, пропускаемым через неплотности створок *б* клапана *К-1* и приобретает параметры точки *3*. Проходя вентилятор и воздуховоды, воздух нагревается до состояния, обозначенного точкой *4*. Затем, ассимилируя тепло и влагу в помещении, воздух принимает заданную температуру t_1 (точка *1*).

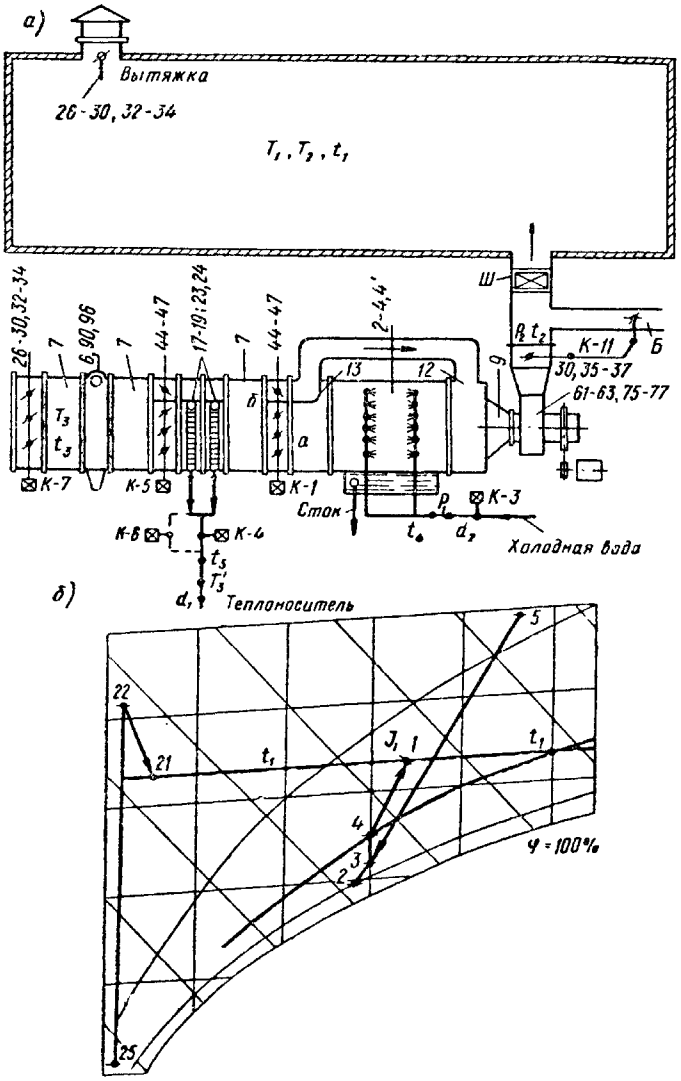


Рис. 7.6. Центральная схема кондиционирования воздуха ЦН2

а — схема сборки системы; *б* — схема приготовления воздуха, построенная на *I—d*-диаграмме

В холодный период года подача холодной воды прекращается. При расчетном режиме наружный воздух (точка *25*) нагревается до температуры, обозначенной точкой *22*, а затем, нагревая помещение, принимает заданную температуру t_1 (точка *21*).

Вместо камеры орошения (*2, 3*) может быть применен поверхностный орошаемый воздухоохладитель *4* (см. табл. 7.4), пример установки которого показан на рис. 7.15, или неорошаемый поверхностный воздухоохладитель *4'*.

Терморегулятор T_1, устанавливаемый в помещении, управляет распределительным клапаном *К-1*, регулирующим количество воздуха, охлаждаемого в камере орошения или в поверхностном теплообменнике; при полном закрытии створок *а* терморегулятор прекращает подачу холодной воды клапаном *К-3*.

Терморегулятор T_2, являющийся дублером терморегулятора T_1, управляет клапанами *К-4* и *К-5*, регулирующими работу калориферов.

Открывание и закрывание клапана *К-7* блокируется с пуском и остановом вентилятора.

Терморегуляторы T_3 и T'_3 предохраняют калориферы от замораживания, воздействуя на клапаны *К-6*, как указано для системы ЦН1. Для блокировки системы предусматриваются воздуховод *Б* и клапаны *К-11*.

Работа системы ЦН2 должна контролироваться местными или дистанционными приборами:

а) по температуре в помещении — в точке t_1;

б) по температуре в кондиционере — в точках t_2 и t_3 (периодически);

в) по температуре холодной воды и теплоносителя на подаче — в точках t_4 и t_5 (периодически);

г) по давлению теплоносителя и холодной воды d_1 и d_2 (периодически);

д) по расходу холодной воды и воздуха (периодически для систем большой производительности) — p_1 и p_2.

Центральная система ЦН3 является модификацией системы ЦН1: система не имеет калорифера второго подогрева (*17—19, 23, 24*, рис. 7.5, *а*) и клапанов *К-1* и *К-2*, вместо которых на нагнетательном воздуховоде после кондиционера установлен проходной автоматический клапан *К-11* (*30, 35—37*). На вытяжке из помещения устанавливается автоматический клапан *К-8*. Система работает на наружном воздухе, поддерживая круглогодично заданную температуру t_1 и влажность воздуха φ_1 в одном помещении, при наличии в нем круглогодичных, но переменных по величине избытков тепла. Объем подаваемого воздуха переменный; регулируется клапаном *К-11*.

Схема процесса приготовления воздуха на *I—d*-диаграмме аналогична приведенной для системы ЦН1.

Здесь так же, как в системе ЦН1, возможна замена камеры орошения — 2, 3 на поверхностный орошаемый воздухоохладитель — 4.

Автоматическое управление и блокировка системы ЦН3 производится аналогично описанному для системы ЦН1, но при этом терморегулятор T_1, устанавливаемый в помещении, вместо отсутствующего второго подогрева управляет воздушными клапанами *К-1* на подаче воздуха и клапаном *К-8* — на вытяжке из помещения.

В системах производительностью более 60 000 *м³/ч* вместо клапана *К-11* количество подаваемого воздуха рекомендуется регулировать направляющим аппаратом НА, который устанавливается во всасывающем отверстии вентилятора, или изменением числа оборотов вентилятора индукторной муфтой скольжения (см. рис. 7.14 и табл. 7.4) ЭМ или гидравлической муфтой скольжения ГУ при наличии подходящих типоразмеров. Это существенно повышает экономичность системы.

Контроль работы системы ЦН3 аналогичен контролю системы ЦН1.

Центральная система кондиционирования воздуха ЦН4 является модификацией системы ЦН3, предназначенной для работы только в теплый период года, когда требуется поддерживать заданную температуру воздуха t_1 и влажность φ_1 при недопустимости рециркуляции воздуха и наличии в помещении круглогодичных избытков тепла. Система не имеет калорифера и работает с переменным объемом подаваемого воздуха.

Схема процесса приготовления воздуха на *I—d*-диаграмме, возможность замены камеры орошения орошаемым воздухоохладителем, а также основные положения автоматического регулирования, контроля и блокировки системы ЦН4 аналогичны приведенным для систем ЦН1 и ЦН3.

В. ЦЕНТРАЛЬНЫЕ СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА, РАБОТАЮЩИЕ С РЕЦИРКУЛЯЦИЕЙ

Центральные СКВ, работающие с рециркуляцией, наиболее распространены. Характерные схемы этих систем приведены на рис. 7.7—7.9, условные обозначения — в табл. 7.4 и 7.5.

При рассмотрении схем этих систем следует учитывать замечания относительно клапанов *К-2, К-5* и и терморегуляторов T_3 и T_3', сделанные в пп. 7.3 «А» и 7.3 «Б».

Центральные системы ЦР1 и ЦР2 (рис. 7.7 и 7.8) применяются для обслуживания одного помещения, в

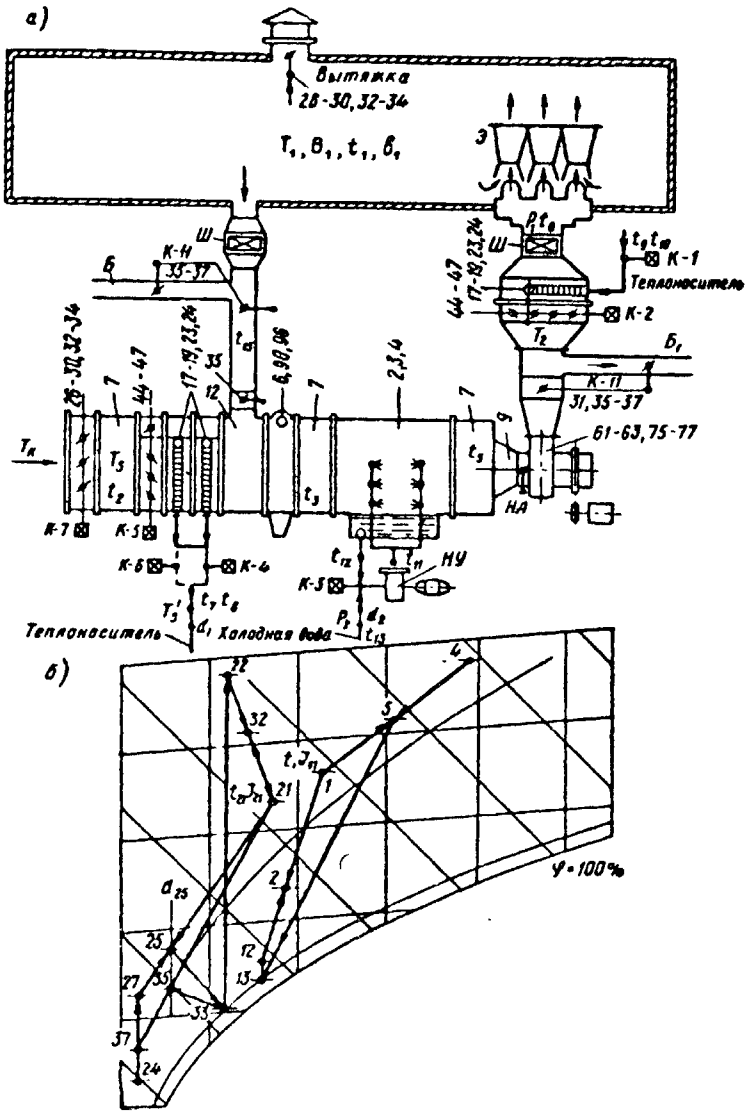


Рис. 7.7. Центральная система кондиционирования воздуха ЦР1

а — схема сборки системы; расшифровка цифровых обозначений приведена в табл. 7.4, буквенных — в табл. 7.5; *б* — схема приготовления воздуха, построенная на *I—d*-диаграмме

котором в теплый период года требуется поддерживать температуру t_1 при влажности φ_1, в холодный период температуру t_{21} при влажности φ_{21} и постоянном объеме наружного и рециркуляционного воздуха; часто $t_1=t_{21}$ и $\varphi_1=\varphi_{21}$.

Система ЦР1 имеет один рециркуляционный канал, присоединяемый к кондиционеру, применяется при по-

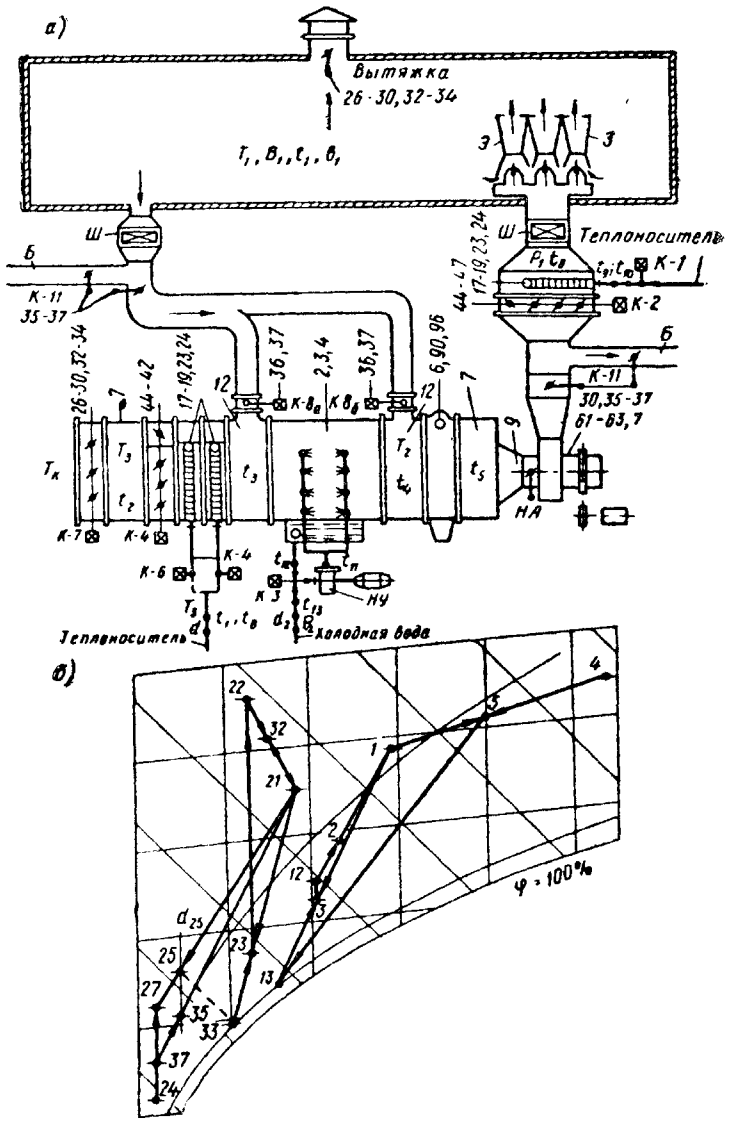


Рис. 7.8. Центральная система кондиционирования воздуха ЦР2

а — схема сборки системы; *б* — схема приготовления воздуха, построенная на *I—d*-диаграмме

вышенных требованиях к поддержанию постоянной влажности (влажность воздуха в канале второй рециркуляции не контролируется) и при относительно постоянной тепловой нагрузке в помещении (рис. 7.7).

Система ЦР2 имеет два рециркуляционных канала с автоматическим регулированием распределения воздуха. Она применяется при переменной тепловой нагрузке в помещении (рис. 7.8) и меньших требованиях к относительной влажности воздуха.

В системах кондиционирования воздуха рециркуляционный воздух может подмешиваться:

а) до камеры орошения или поверхностного орошаемого воздухоохладителя (первая рециркуляция);

б) после камеры орошения или поверхностного орошаемого воздухоохладителя (вторая рециркуляция).

Вторая рециркуляция может осуществляться также помимо кондиционера с помощью эжекторов-смесителей *Э* (рис. 7.7) или одновременно через кондиционер и эжектор (рис. 7.8).

При расчетном режиме для теплого периода года системы ЦР1 и ЦР2 засасывают наружный воздух, имеющий параметры, обозначенные точками *4* (см. рис. 7.7, *б* и 7.8, *б*), смешивают его с рециркуляционным воздухом (точки *1*), в результате чего получается смесь с параметрами, характеризуемыми точками *5*.

В системе ЦР1 (см. рис. 7.7) весь воздух, подаваемый кондиционером, охлаждается в камере орошения *2, 3* или в орошаемом поверхностном воздухоохладителе *4* до параметров точки *13*, нагревается в вентиляторе и воздуховодах до параметров *12* и нагнетается в эжекторы, где производится смешение воздуха помещения с параметрами точки *1* и приготовленного воздуха с параметрами точки *12*.

Из эжекторов выходит воздух с параметрами точки *2*, который, ассимилируя тепло и влагу помещения, принимает параметры точки *1*.

При расчетном режиме для холодного периода года в системе ЦР1 наружный воздух (точка *24*) нагревается в калориферах первого подогрева до состояния, характеризуемого точками *27* или *37*, смешивается с рециркуляционным воздухом, имеющим параметры точки *21*, в результате чего образуется воздух с параметрами точки *25* или *35*. Смесь увлажняется до состояния точки *33* и нагревается в калориферах второго подогрева до температуры точки *22*, с которой она попадает в эжекторы-смесители, составляющие смесь с параметрами точки *32*. Проходя помещение, воздух, поступивший из эжекторов, принимает температуру точки *21*.

Если представляется целесообразным перенести часть тепловой нагрузки с калориферов первого подогрева на бойлер или змеевик в поддоне камеры орошения, как указано при описании расчетов системы ЦН1, то нагрев воздуха в калориферах первого подогрева доводят до состояния, обеспечивающего температуру смеси с первой рециркуляцией в пределах от t_{33} до t_{25}, например до температуры t_{35}.

Положение точки *35* определяется выбранной температурой t_{35} и влагосодержанием $d_{35}=d_{25}$, а состояние воздуха после калориферов первого подогрева — точкой *37*, лежащей на пересечении прямых *24—27* и *21—35—37*.

Автоматическое регулирование и контроль работы системы ЦР1 аналогичен системе ЦН1. Блокировка каналами *Б* производится по приточному и рециркуляционному воздуховодам.

В системе ЦР2 (см. рис. 7.8) смесь наружного и рециркуляционного воздуха при состоянии, характеризуемом точкой *5* (расчетный режим для теплого периода года), охлаждается в камере орошения или в орошаемом поверхностном воздухоохладителе до состояния точки *13*. Воздух с параметрами помещения (точка *1*), поступая по каналу второй рециркуляции, подмешивается к охлажденному воздуху (точка *13*). Смесь с параметрами точки *3* нагревается, проходя вентилятор и воздуховоды, до состояния точки *12* и подается в эжекторы, где смешивается с воздухом помещения (точка *1*), а смесь при параметрах точки *2* выпускается в помещение.

В помещении, ассимилируя тепло и влагу, воздух приобретает заданные параметры.

При расчетных условиях для холодного периода, характеризуемых точкой *24*, наружный воздух подогревается калориферами первого подогрева системы ЦР2 до параметров *27* или *37*, затем смешивается с рециркуляционным воздухом (точка *21*); смесь, представленная точкой *25* или *35*, увлажняется и приобретает параметры точки *33*. Воздух, поступающий по каналу второй рециркуляции, смешивается с увлажненным и приобретает параметры точки *23*. Смесь нагревается в калориферах второго подогрева до состояния точки *22* и подводится к эжекторам, где вновь смешивается с воздухом помещения и выпускается с параметрами точки *32*. Ассимилируя влагу и нагревая помещение, воздух приобретает параметры точки *21*.

Количество воздуха, проходящего камеру орошения $\bar{L}_{ор}$, в долях от полной производительности кондиционера $L_п$ в расчетных условиях для теплого периода года равно

$$\bar{L}_{ор}=\frac{L_{ор}}{L_п}=\frac{I_1-I_з}{I_1-I_{13}} \qquad (7.13)$$

или

$$L_{ор}=\bar{L}_{ор}L_п \ м^3/ч. \qquad (7.14)$$

Количество воздуха, проходящее по каналу первой рециркуляции (полный расход):

$$L_{п\,1\,р}=L_{ор}-L_{п.н} \ м^3/ч \qquad (7.15)$$

и по каналу второй рециркуляции (полный расход)

$$L_{п\,2\,р}=L_п-L_{ор} \ м^3/ч, \qquad (7.16)$$

где $L_{п.н}$ — полный расход наружного воздуха в $м^3/ч$;

$L_п$ — полная производительность кондиционера в $м^3/ч$.

Автоматическое управление и контроль работы системы ЦР2 аналогичны системе ЦР1. Исключение — терморегулятор T_1, устанавливаемый в помещении, вначале управляет клапанами $К\text{-}8_а$ и $К\text{-}8_б$, регулирующими распределениями воздуха между каналами первой и второй рециркуляции, и после того как створки клапана на канале первой рециркуляции полностью закрываются, а на канале второй рециркуляции полностью открываются, терморегулятор T_1 переходит на управление клапанами *К-1* и *К-2*, регулирующими работу калориферов второго подогрева.

В зависимости от типа приборов авторегулирования иногда вместо одного терморегулятора T_1 устанавливается два терморегулятора T_1 и T'_1 (дублер), из которых первый управляет клапанами $К\text{-}8_а$ и $К\text{-}8_б$, а второй — клапанами *К-1* и *К-2*, причем сохраняется описанная выше последовательность работы клапанов.

Система ЦР3 (рис. 7.9) работает с переменным объемом наружного и рециркуляционного воздуха. Она, как правило, экономичней систем ЦР1 и ЦР2, работающих с постоянным расходом этих компонентов, так как обеспечивает максимальное использование наружного воздуха для охлаждения помещения.

При работе с переменным объемом наружного и рециркуляционного воздуха наиболее надежны системы, имеющие два вентилятора — приточный и рециркуляционный, как показано на рис. 7.9. Система может иметь только один вентилятор (см. рис. 7.8) как для системы ЦР2, но при этом количество воздуха, удаляемого вытяжной вентиляцией, приходится регулировать так, чтобы обеспечить постоянство подпора воздуха в помещении.

Двухвентиляторные системы расходуют меньше электроэнергии, если сопротивление рециркуляцион-

ных воздуховодов больше сопротивления участка питания кондиционеров наружным воздухом и, как правило, создают меньший уровень шума, так как вентиляторы работают на более низких давлениях, чем общий вентилятор в одновентиляторной системе. Двухвентиляторные системы обеспечивают также бо́льшую надежность автоматического регулирования, однако они дороже одновентиляторных систем и требуют больше площади для размещения оборудования.

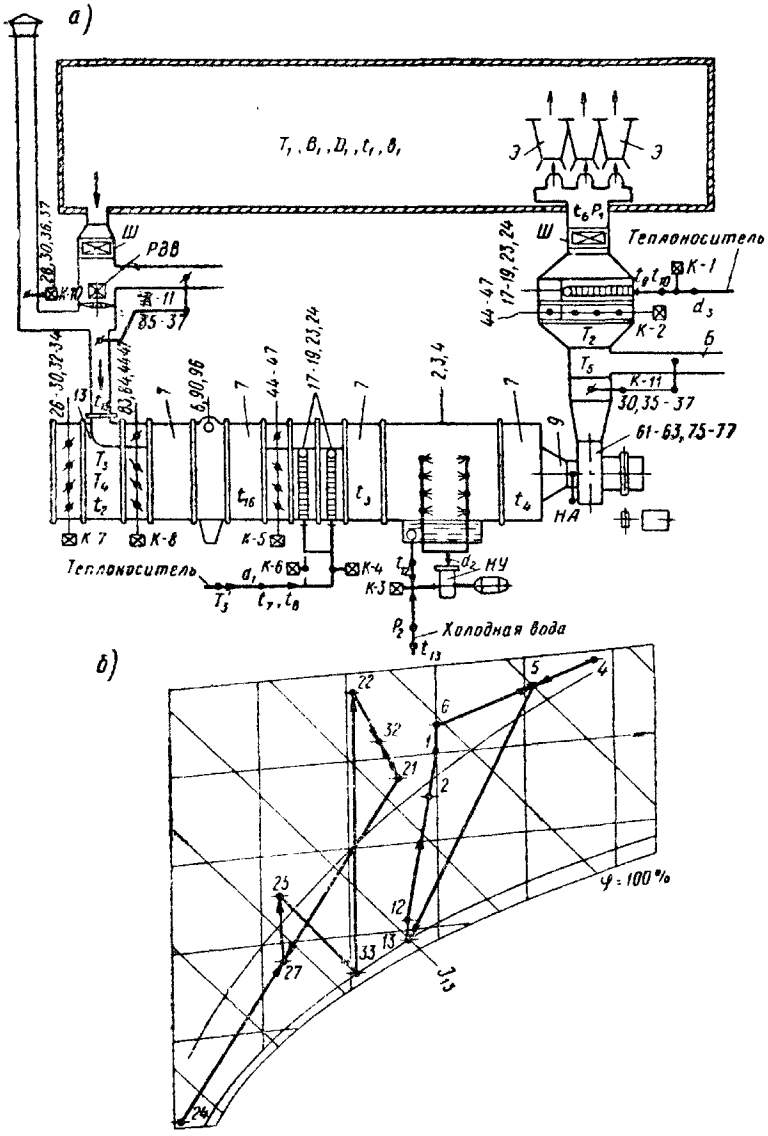


Рис. 7.9. Центральная система кондиционирования воздуха ЦР3

а — схема сборки системы (при установке смесительного утепленного клапана 83 или 84 клапан К-7 не устанавливается); *б*— схема приготовления воздуха, построенная на *I—d*-диаграмме

Система ЦР3 применяется для обслуживания одного помещения, в котором круглый год требуется поддерживать заданные температуру и влажность воздуха. Система имеет один рециркуляционный канал и применяется при повышенных требованиях к постоянству влажности при относительно постоянной тепловой нагрузке в помещении.

Иногда система, работающая с переменным объемом компонентов смеси, делается с двумя рециркуляционными каналами (система ЦР4), имеющими автоматическое регулирование.

Так как влажность воздуха в канале второй рециркуляции не контролируется, то такие системы можно применять при пониженных требованиях к регулированию влажности воздуха.

Однако она более экономична, чем система ЦР3 при тепловой нагрузке помещения, испытывающей существенные колебания.

В системе ЦР3 (рис. 7.9) при расчетном режиме для теплого периода года рециркуляционный воздух, подаваемый вентилятором РВВ, нагревается от параметров точки *1* до параметров точки *6* и затем смешивается с наружным воздухом, имеющим параметры точки *4*. В результате получается смесь с параметрами точки *5*.

Дальнейшее приготовление воздуха для расчетного теплого периода аналогично таковому для системы ЦР1.

При расчетных наружных условиях для холодного периода система ЦР3 засасывает наружный воздух (точка *24*), смешивает его с рециркуляционным воздухом (точка *21*); смесь (точка *27*) нагревается в калориферах первого подогрева до температуры, соответствующей точке *25*, а затем увлажняется до параметров, представленных точкой *33*. Нагрев воздуха в вентиляторах и сетях в холодный период не учитывается.

Увлажненный воздух подогревается в калориферах второго подогрева до параметров точки *22* и, если нужно, подводится к эжекторам, где смешивается с воздухом помещения (точка *21*). Смесь при параметрах, соответствующих точке *32*, или воздух с параметрами точки *22* выпускается в помещение, нагревая его и ассимилируя избытки влаги. В результате воздух приобретает заданные параметры (точка *21*). Часто параметры точек *21* и *1* совпадают.

Терморегулятор T_1, устанавливаемый в помещении, управляет секцией второго подогрева путем регулирования подачи теплоносителя клапаном *К-1* и расхода воздуха через калорифер с помощью воздушного клапана *К-2*.

В тех случаях, когда влаговыделения в помещении неизменны, постоянство влажности обеспечивается терморегулятором «точки росы» T_2, который на режимах охлаждения (в теплый период года) управляет подачей холодной воды в камеру орошения или в поверхностный орошаемый воздухоохладитель клапаном *К-3*.

При непостоянных влаговыделениях влажность регулируется влагорегулятором B_1.

Регулятор T_2 или B_1 в теплый период года работает совместно с терморегулятором T_4, датчиком которого является мокрый термометр, устанавливаемый в наружном воздухе и работающий по следующей программе:

а) при теплосодержании наружного воздуха $I_н > I_1$ терморегулятор T_4 (рис. 7.9) устанавливает клапаны *К-8* и *К-10* на режим минимальной подачи наружного воздуха и минимального выброса;

б) когда теплосодержание наружного воздуха лежит в пределах $I_{13} < I_н < I_1$, терморегулятор T_4 устанавливает клапаны *К-8* и *К-10* на режим максимальной подачи наружного воздуха и максимального выброса и подключает управление этими клапанами непосредственно к терморегулятору T_2 или влагорегулятору B_1.

В холодный период года регуляторы T_2 или B_1 последовательно управляют клапанами *К-8* и *К-10*, *К-4* и *К-5*; при понижении теплосодержания наружного воздуха до минимума клапаны *К-8* и *К-10* постепенно сокращают подачу наружного воздуха и выброс, доводя их до минимума; после этого регуляторы T_2 и B_1 переходят на управление клапанами *К-4* и *К-5*, регулирующими работу калориферов первого подогрева.

В системах большой производительности и в случаях, требующих осуществления надежного подпора воздуха в кондиционируемом помещении, клапан *К-10* следует регулировать независимо от клапана *К-8*. При этом клапан *К-10* присоединяют к регулятору избыточного давления D_1, устанавливаемому в помещении.

Терморегуляторы T_3 и T'_3 предохраняют калориферы первого подогрева от замерзания по схеме, описанной для системы ЦН1.

Открывание и закрывание клапана *К-7* и *К-10* блокируется с пуском и остановом вентиляторов; при остановке вентиляторов клапаны закрываются.

В схему терморегуляторов T_1 и T_2 может быть включен терморегулятор $T_К$, устанавливаемый в наружном воздухе и корректирующий температуру в обслуживаемом помещении и температуру «точки росы», в зависимости от изменения температуры наружного воздуха. Влагорегулятор B_1 может быть также включен, как корректор, в схему терморегулятора T_2.

Работа системы ЦР3 должна контролироваться местными или дистанционными приборами:

а) по температуре и влажности в обслуживаемом помещении — точки t_1 и φ_1;

б) по температуре в кондиционере — точки t_2—t_6, t_{15} и t_{16} (периодически);

в) по температуре воды и теплоносителя на подаче и выходе — точки t_7—t_{10}, t_{12} и t_{13} (периодически);

г) по давлению воды и теплоносителя — точки d_1—d_3 (периодически);

д) по расходу воздуха и холодной воды — точки p_1 и p_2 (периодически).

Схема приготовления воздуха системы ЦР4 для расчетного режима в теплый период года аналогична таковой для системы ЦР2, за исключением нагрева воздуха в рециркуляционно-вытяжном вентиляторе РВВ, которого нет в системе ЦР2.

Расчетный режим для холодного периода аналогичен системе ЦР3.

Увлажненный воздух в системе ЦР4 смешивается с воздухом, поступающим по каналу второй рециркуляции, и смесь нагревается в калориферах второго подогрева, а затем выпускается в помещение, где приобретает заданные параметры.

Количество воздуха, проходящего через камеру орошения $L_{ор}$ по каналам первой и второй рециркуляции, в расчетных условиях для теплого периода определяют по формулам (7.13)—(7.16).

Автоматическое управление и контроль работы системы ЦР4 осуществляются аналогично управлению и контролю системы ЦР3, за исключением того, что терморегулятор T_1, установленный в помещении, вначале управляет клапаном, регулирующим расход воздуха по каналу второй рециркуляции, а после того как створки клапана открываются полностью, терморегулятор T_1 переходит на управление клапанами, регулирующими работу калорифера второго подогрева.

Клапан в канале второй рециркуляции в момент перехода на режим, соответствующий холодному периоду года, находится в положении полного открытия и остается в этом положении на весь холодный период.

Г. ЦЕНТРАЛЬНЫЕ МНОГОЗОНАЛЬНЫЕ СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА, РАБОТАЮЩИЕ НА НАРУЖНОМ ВОЗДУХЕ

Центральные многозональные СКВ, работающие на наружном воздухе (МН), применяют в тех же случаях, что и системы, описанные в п. 7.3 «Б». Характерные схемы этих систем приведены на рис. 7.10 и 7.11, условные обозначения — в табл. 7.4 и 7.5. При рассмотрении схем следует учитывать замечания относительно клапанов *К*-2, *К*-5 и терморегуляторов T_3 и T'_3, сделан-

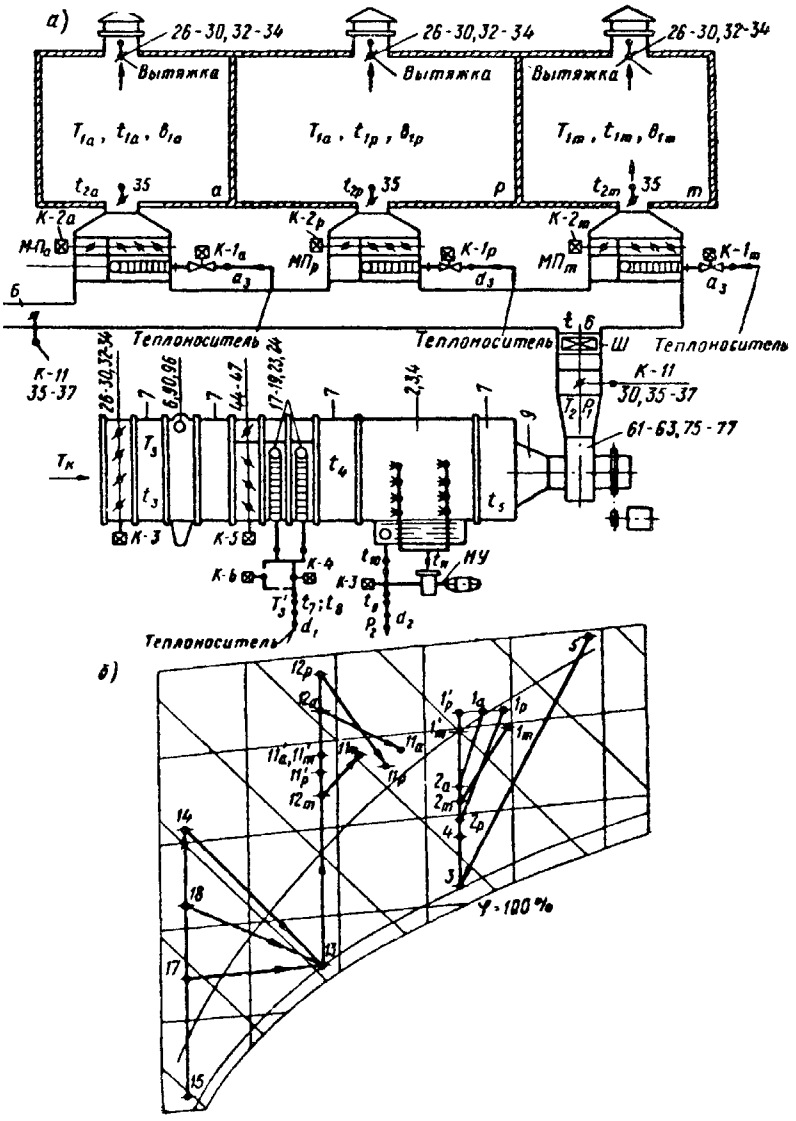


Рис. 7.10. Центральная многозональная система кондиционирования воздуха МН1

а — схема сборки системы; расшифровка цифровых обозначений приведена в табл. 7.4, буквенных — в табл. 7.5; *б* — схема приготовления воздуха, построенная на *I—d*-диаграмме

ные в п. «А» и «Б». По соображениям, приведенным в п. «Б», при питании калориферов местного подогрева водой нет необходимости также в установке автоматических клапанов $К\text{-}2_а$, $К\text{-}2_р$, $К\text{-}2_т$ для системы МН1 и автоматического клапана *К-10* для системы МН2.

Устройство центральных многозональных систем, как правило, более экономично, чем устройство отдельных систем для каждого помещения, но с их помощью

не может быть достигнута столь же высокая степень точности поддержания влажности в помещениях, как при отдельных системах, особенно если в этих помещениях имеются различные и переменные по величине влаговыделения.

Центральная многозональная система кондиционирования воздуха МН1 (рис. 7.10) применяется для обслуживания группы помещений, в которых в теплый период года требуется поддерживать температуру в пределах от 1_a до 1_m при допустимых колебаниях относительной влажности от $1'_p$ до 1_m, а в зимнее и переходное время поддерживать температуру в пределах от 11_a до 11_p при допустимых колебаниях влажности от $11'_a$ до $11'_p$ при работе только на наружном воздухе.

В состав системы МН1 помимо кондиционера входят местные подогреватели МП, устанавливаемые по числу обслуживаемых помещений или комплексов одинаковых помещений и, как правило, в непосредственной близости к кондиционеру.

При расчетных наружных условиях для теплого периода система МН1 засасывает наружный воздух при параметрах, соответствующих точке *5* (рис. 7.10), фильтрует его и затем охлаждает в камере орошения — *2*, *3* или в поверхностном орошаемом воздухоохладителе *4*, до состояния, соответствующего точке *3*. Затем воздух нагревается при проходе через вентилятор и воздуховоды до температуры точки *4* и подогревается в местных подогревателях МП до температур точек 2_a, 2_m или 2_p в зависимости от потребности, нагнетается в эти помещения и приобретает заданные параметры.

При расчетных условиях для холодного периода наружный воздух с параметрами точки *15* подогревается в калориферах первого подогрева до температуры, соответствующей точкам *14*, *17* или *18* (см. п. 7Б) увлажняется и приобретает параметры точки *13*. Затем воздух нагревается в местных подогревателях до параметров, соответствующих точкам 12_a, 12_p или 12_m, при которых выпускается в помещения и приобретает заданные параметры.

При отсутствии влаговыделений в любом из помещений параметры воздуха в нем изменяются, например в помещении *p* они станут равными летом параметрам в точке $1'_p$, а зимой $11'_p$ вместо параметров в точках 1_p и 11_p, соответствующих заданным влаговыделениям.

Терморегуляторы T_{1a}, T_{1p} и T_{1m}, устанавливаемые в помещениях *a*, *p* и *m*, соответственно управляют местными подогревателями $МП_a$, $МП_p$ и $МП_m$, регулируя подачу тепла клапанами $К\text{-}1_a$, $К\text{-}1_p$ и $К\text{-}1_m$ и расход воздуха через калориферы клапанами $К\text{-}2_a$, $К\text{-}2_p$ и $К\text{-}2_m$.

Влажность регулируется терморегулятором T_2, который на режимах охлаждения (теплый период года) управляет подачей холодной воды в камеру орошения или в орошаемый воздухоохладитель с помощью клапана *К-3*.

При режимах нагрева (холодный период года) регулятор T_2 управляет работой калориферов первого подогрева, регулируя подачу теплоносителя клапаном *К-4*, и расход воздуха через калориферы воздушным клапаном *К-5*.

Терморегулятор T_3 и клапаны *К-6* и *К-7* работают так же, как у системы ЦН1.

В схемы терморегуляторов T_{1a}, T_{1p}, T_{1m} и T_2 может быть включен терморегулятор $T_к$, корректирующий температуру помещений и «точки росы» в зависимости от температуры наружного воздуха.

Работа системы МН1 должна контролироваться местными или дистанционными приборами:

а) по температуре и влажности в обслуживаемых помещениях — точки t_{1a}, t_{1p}, t_{1m}, b_{1a}, b_{1p}, b_{1m};

б) по температуре в воздуховодах и кондиционере — точки t_{2a}, t_{2p}, t_{2m}, $t_3 - t_6$ (периодически);

в) по температуре воды и теплоносителя — точки $t_7 - t_{11}$ (периодически);

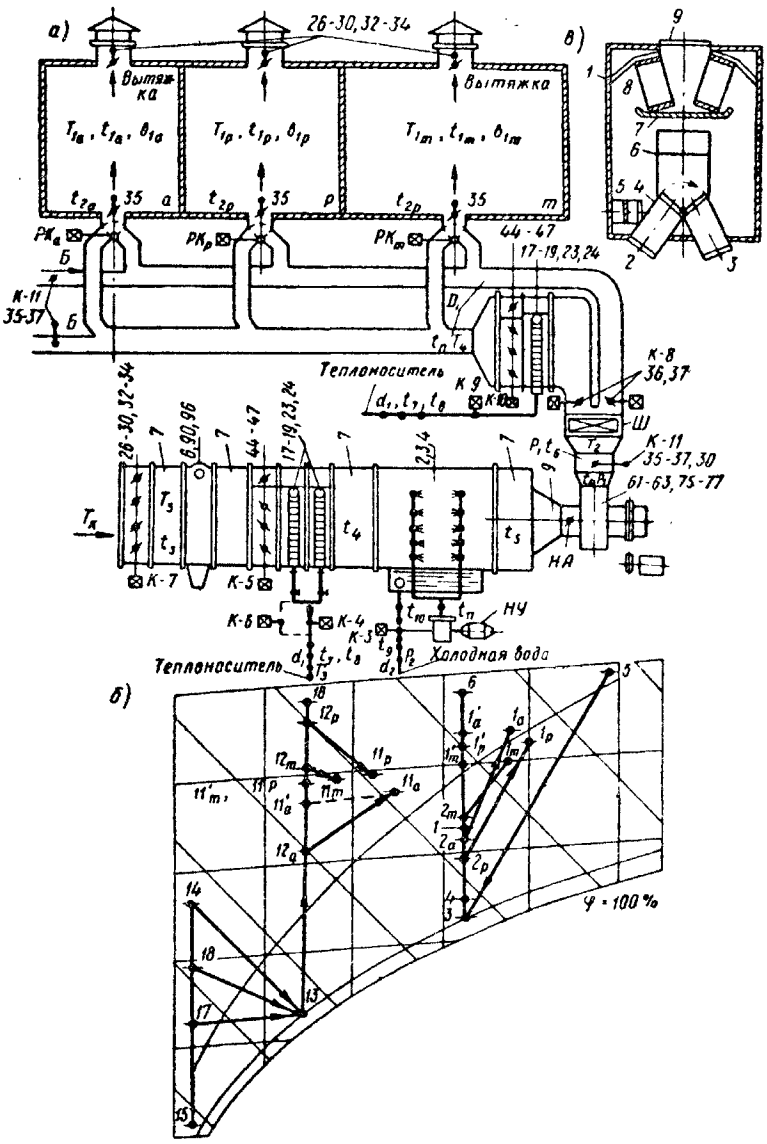


Рис. 7.11. Центральная многозональная двухканальная система кондиционирования воздуха МН2

а — схема сборки системы; *б* — схема приготовления воздуха, построенная на *I—d*-диаграмме; *в* — смеситель РК
1 — корпус смесителя; *2* и *3* — патрубки холодного и подогретого воздуха; *4* — перекидной регулирующий клапан; *5* — пневматический исполнительный механизм; *6* — регулятор расхода; *7* — экранный шумоглушитель; *8* — пластинчатый шумоглушитель; *9* — патрубок приточного воздуха

г) по давлению воды и теплоносителя — точки $d_1 - d_3$ (периодически);

д) по расходу воздуха и холодной воды — точки p_1 и p_2 (периодически).

Центральная многозональная двухканальная система кондиционирования воздуха МН2 (рис. 7.11) применяется для обслуживания группы помещений, в которых требуется поддерживать условия, аналогичные указанным для системы МН1.

В состав системы МН2 кроме кондиционера входит дополнительное оборудование для местного приготовления воздуха:

а) клапаны К-8 для распределения воздуха между воздуховодами холодного и подогретого воздуха;

б) калорифер второго подогрева и регулирующие его клапаны *К-9* и *К-10*;

в) местные смесители $РК_а$, $РК_р$ и $РК_m$ — по числу обслуживаемых помещений или комплексов одинаковых помещений; схема смесителя конструкции НИИСантехники показана на рис. 7.11, *в*.

Местные смесители устанавливают, как правило, в непосредственной близости к обслуживаемым помещениям, но иногда и вблизи кондиционера.

Если число обслуживаемых помещений или их комплексов превышает шесть, то оборудования для местного распределения воздуха в двухканальной системе получается меньше и оно становится дешевле, чем в системе с местными подогревателями. Преимущества двухканальной системы возрастают с увеличением числа обслуживаемых помещений.

В тех случаях, когда многозональная система устраивается с местными доводчиками, расположенными вблизи обслуживаемых помещений, двухканальная система выгодно отличается от других систем отсутствием разветвленной сети подводок тепло- и хладоносителя вблизи или внутри обслуживаемых помещений.

К недостаткам двухканальных систем относится трудность обеспечения тепловой и аэродинамической устойчивости системы и повышенная стоимость воздуховодов и теплоизоляции сетей.

При расчетных наружных условиях для теплого периода года система МН2 засасывает наружный воздух при параметрах, соответствующих точке *5* (рис. 7.11), фильтрует его и затем охлаждает в камере орошения или в поверхностном орошаемом воздухоохладителе до состояния, соответствующего точке *3*. Воздух нагревается при проходе через вентилятор и воздуховоды до температуры точки *4*. При этих параметрах воздух поступает в канал холодного воздуха и к калориферу второго подогрева, стоящему в канале теплого воздуха, где он нагревается до параметров точки *6*. В смесителях $РК_а$, $РК_р$, $РК_m$ холодный и подогреваемый воздух смешивается в зависимости от потребности помещений до параметров, соответствующих точкам *2а*, *2р*, *2m*, с которыми он поступает в помещения, где ассимилируя избытки тепла и влаги, приобретает параметры *1а*, *1р*, *1m*.

Смесители двухканальной системы при полном открытии клапана на проходе холодного воздуха пропускают от 5 до 10% воздуха из канала подогретого воздуха за счет неплотности клапана. Поэтому минимальную температуру воздуха, приготавливаемого для помещений в каналах после смесителя, определяют по формуле

$$t_{2c} = (1-n)\, t_4 + n t_в, \qquad (7.17)$$

где n — неплотность закрытого клапана на проходе подогретого воздуха в долях от суммарного поступления через клапан (от 0,05 до 0,1 — уточняется по данным завода-поставщика);

t_4, t_{2c}, t_6 — температура воздуха соответственно в канале холодного воздуха, минимальная в каналах после смесителей и в канале теплого воздуха.

Полезная производительность двухканальной системы определяется рабочей разностью температур $\Delta t_р = t_1 - t_{2c}$.

Максимальная полезная пропускная способность воздуховода холодного воздуха принимается равной $L(1-n)$ *м³/ч*, а подогретого воздуха — от 50 до 70% от нее и только в редких случаях доводится до 100%. Отсюда температура в канале подогретого воздуха в теплый период года должна быть равна:

$$t_6 = t_{2c} + \frac{\Delta t_р}{K_к (1-n)}, \qquad (7.18)$$

где $K_к$ — пропускная способность канала подогретого воздуха в долях (0,5—0,7) от пропускной способности канала холодного воздуха;

t_{2c} — средневзвешенная температура воздуха, вводимого в помещения при максимальной нагрузке в теплый период года, в *град*;

t_1 — средневзвешенная температура воздуха в помещениях в °С (на рис. 7.11 не показана);

L — полезная производительность системы в *м³/ч*.

При расчетных условиях холодного периода года наружный воздух с параметрами точки *15* подогревается в калориферах первого подогрева до температуры, соответствующей точкам *14*, *17* или *18* (см. п. 7.3.Б), увлажняется и приобретает параметры точки *13*. Затем воздух проходит вентилятор и воздуховоды, часть его подогревается в калориферах второго подогрева и поступает в канал подогретого воздуха с параметрами точки *16*. Неподогретая часть воздуха поступает в канал холодного воздуха. Затем производится приготовление воздуха в смесителях, и с параметрами точек $12_а$, $12_р$, 12_m он поступает в помещение и приобретает параметры точек $11_а$, $11_р$, 11_m.

При отсутствии влаговыделений в любом из помещений параметры воздуха в нем изменяются, например в теплый период года в помещении *р* они станут равными параметрам в точке $1'_р$, а в холодный период $11'_р$ вместо параметров в точках $1_р$ и $11_р$.

Терморегуляторы $Т_{1а}$, $Т_{1р}$ и $Т_{1m}$, устанавливаемые в помещениях *а*, *р* и *m*, соответственно управляют местными смесителями $РК_а$, $РК_р$, ..., $РК_m$ регулированием смеси воздуха, прошедшего калориферы второго подогрева, с воздухом, не прошедшим эти калориферы.

Терморегуляторы $Т_2$ и $Т_3$ и клапаны *К-4*, *К-5*, *К-6* и *К-7* работают так же, как и у системы МН1.

Терморегулятор $Т_4$, установленный в подающем канале после калориферов второго подогрева, управляет клапанами подачи теплоносителя *К-9* и воздушными клапанами *К-10*.

Регулятор статического давления D_1 с помощью клапанов *К-8* выравнивает статическое давление в подающих каналах кондиционера. Если смесители *РК* снабжены индивидуальными регуляторами давления, то установка магистральных клапанов *К-8* и регуляторов D_1 необязательна.

Работа системы МН2 должна контролироваться местными или дистанционными приборами по аналогии с контролем системы МН1. Дополнительно к этому следует контролировать температуру в точке $t_п$, за калорифером второго подогрева.

Центральная многозональная система кондиционирования воздуха МН3 (рис. 7.12) применяется для обслуживания группы помещений, имеющих круглогодичные избытки тепла, в которых требуется поддерживать температуру и влажность воздуха в тех же пределах, что и для системы МН1, при недопустимости рециркуляции воздуха.

Система работает с местным количественным регулированием подачи воздуха, и в ее состав помимо кондиционера входят камеры постоянного статического давления *КП*, *КВ* и автоматические клапаны $РП_а$,

$РП_p, РП_m$, устанавливаемые по числу обслуживаемых помещений или комплексов одинаковых помещений.

Схема приготовления воздуха для системы МН3 принципиально не отличается от схемы для систем МН1, за исключением того, что температура приготовленного воздуха (точки *2* и *12*) остается неизменной для всех помещений, а переменным является количество подаваемого воздуха.

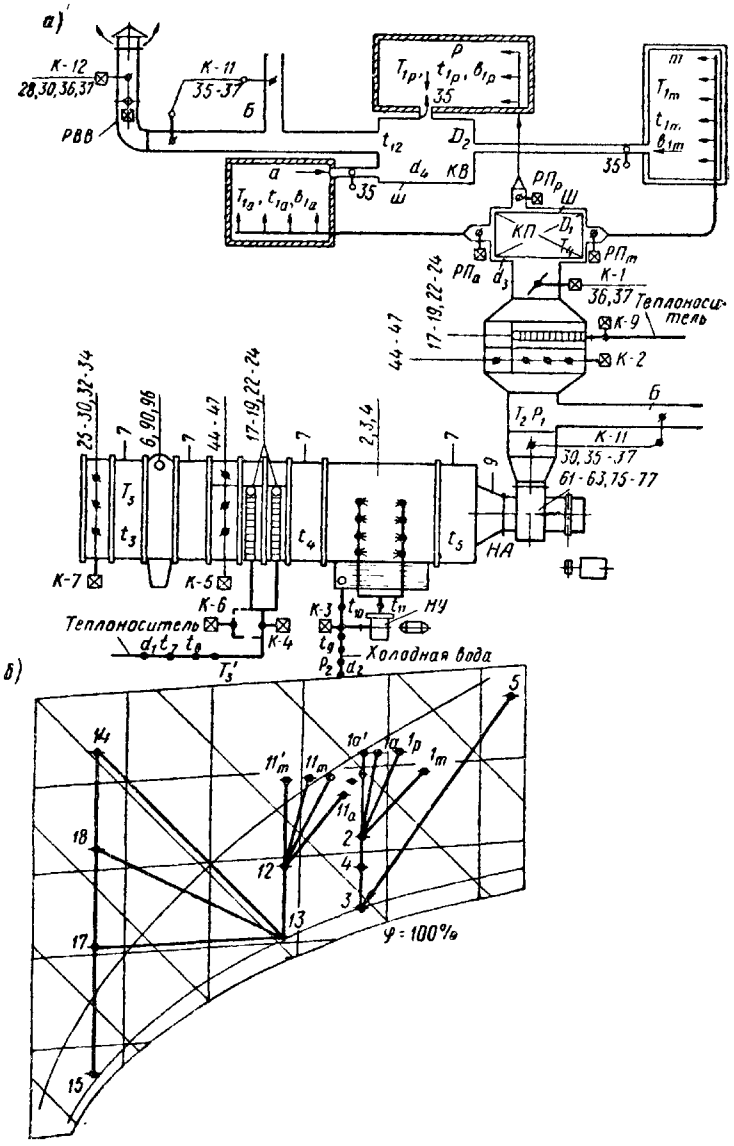


Рис. 7.12. Центральная многозональная система кондиционирования воздуха МН3

а — схема сборки системы; *б* — схема приготовления воздуха, построенная на *I—d*-диаграмме

Терморегуляторы T_{1a}, T_{1p}, T_{1m}, устанавливаемые в помещениях *а*, *р* и *т*, соответственно управляют клапанами подачи воздуха $РП_a$, $РП_p$, $РП_m$.

Терморегуляторы T_2 и T_3 и клапаны *К-4*, *К-5*, *К-6* и *К-7* работают как у системы МН1.

Терморегулятор T_4 поддерживает постоянную температуру в камере статического давления *КП* с помощью клапанов *К-9* и *К-2*.

Регуляторы статического давления D_1 и D_2, установленные в камерах статического давления на подаче *КП* и на вытяжке *КВ*, поддерживают постоянство давления в них путем воздействия на клапаны *К-1* и *К-12*, регулирующие производительность соответствующих вентиляторов. Вместо клапанов *К-1* и *К-12* могут быть применены регулируемые направляющие аппараты *НА*, электрические или гидравлические муфты скольжения.

Работа системы МН3 должна контролироваться местными или дистанционными приборами по аналогии с контролем системы МН1. Дополнительно следует контролировать статическое давление в точках d_3 и d_4.

Система МН3 мало распространена в связи со сложностью регулирования и значительными габаритами камер статического давления, хотя последние могут использоваться как шумоглушители *Ш*.

Д. ЦЕНТРАЛЬНЫЕ МНОГОЗОНАЛЬНЫЕ СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА, РАБОТАЮЩИЕ С РЕЦИРКУЛЯЦИЕЙ

Центральные многозональные системы СКВ, работающие с рециркуляцией (МР), получили широкое распространение.

Замечания относительно клапанов $К\text{-}2_a$, $К\text{-}2_p$, $К\text{-}2_m$, *К-5* и терморегуляторов T_3 и T_3', сделанные в п. 7.3 «А» и 7.3 «Б», относятся и к данному пункту.

Центральная многозональная рециркуляционная система кондиционирования воздуха МР1 является комбинацией кондиционера системы ЦР3 (см. рис. 7.9) и калориферов местного подогрева системы МН1 (см. рис. 7.10). При добавлении в кондиционер канала и автоматического клапана второй рециркуляции может быть получена модификация МР2.

Системы МР1 и МР2 применяют для обслуживания группы помещений в тех же случаях, что и системы МН1, МН2, МН3, но при использовании переменного объема наружного и рециркуляционного воздуха с одним или двумя рециркуляционными каналами.

Работа систем МР1 и МР2 ясна из описания схем систем МН1, ЦР3 и ЦР4.

Современные центральные системы часто строятся с поверхностными воздухоохладителями, например система МР3. Они компактней и проще систем, работающих с камерами орошения, и могут применяться в тех случаях, когда соблюдение постоянной влажности не обязательно.

В системе МР3 (рис. 7.13) терморегулятор T_2 в канале подогретого воздуха регулирует работу калорифера второго подогрева клапаном *К-4*; T_2 сблокирован с корректирующим терморегулятором T_3, получающим импульс от наружной температуры. Оба терморегулятора в периоды, когда требуется нагрев помещения, постепенно увеличивают температуру в воздуховоде подогретого воздуха до наивысшей, а при повышении наружной температуры постепенно снижают ее до минимальной. Вследствие этого в периоды средних атмосферных условий не происходит отклонения створок смесительных клапанов $РК_a$, $РК_p$ и $РК_m$ в положения, близкие к полному закрытию, что улучшает баланс давлений в системе.

В холодном воздуховоде терморегулятор T_4 держит температуру на уровне, не превышающем заданной «точки росы», например 13° С, регулируя расход наружного воздуха клапанами *К-8* и *К-10* и нагрев воздуха в калориферах первого подогрева клапаном *К-6*. При повышении наружной температуры в воздухоохладитель подается холодная вода, регулируемая терморегулятором T_4 и клапаном *К-3*.

При приближении температуры наружного воздуха к точке, при которой воздухоохладитель не может обеспечить охлаждение помещений, второй терморегулятор наружного воздуха T_5 сокращает подачу наружного воздуха до минимума, прикрывает выхлопной клапан *К-10* и открывает створки рециркуляции сблокированного с ним клапана *К-8*.

Для экономичной работы терморегулятор T_5 должен регулировать температуру по мокрому термометру, но для упрощения обслуживания «мокрый термометр» часто заменяют «сухим», настраивая его на характерную температуру для данной местности.

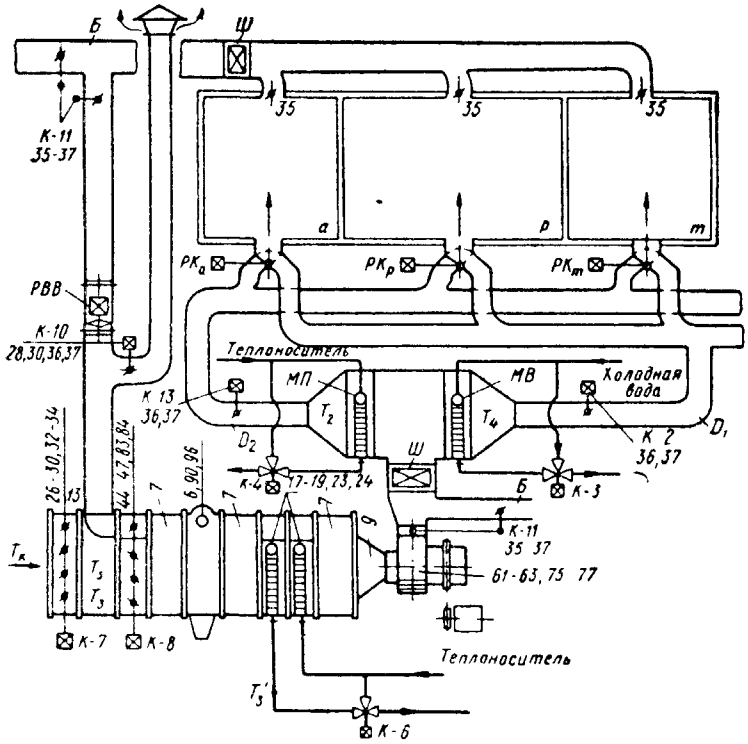


Рис. 7.13. Центральная многозональная двухканальная система кондиционирования воздуха МРЗ (при установке смесительного утепленного клапана 83 или 84 клапан К-7 не устанавливается)

Регуляторы давления D_1 и D_2 поддерживают постоянное статическое давление в холодном и теплом воздуховодах с помощью клапанов *К-2* и *К-13*.

В тех случаях, когда необходимо регулировать влажность воздуха в холодный период года, в систему (до вентилятора) может быть встроен увлажнитель. Увлажнитель может быть встроен и в воздуховоде теплого воздуха. Увлажнитель можно регулировать влагорегулятором, установленным в магистральном рециркуляционном воздуховоде.

Работа системы МРЗ контролируется аналогично системе ЦРЗ (см. рис. 7.9) и МН2 (см. рис. 7.11).

Е. ЦЕНТРАЛЬНЫЕ СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА БОЛЬШОЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ

Вентиляторы центральных СКВ, имеющих производительность 160—240 тыс. $м^3/ч$, снабжаются электрическими муфтами скольжения *ЭМ*, гидромуфтами *ГУ*, а иногда и коллекторными электродвигателями. Регулирование числа оборотов вентиляторов во многих случаях позволяет приводить производительность кондиционеров в соответствие с потребностями помещения, не прибегая к калориферам первого и второго подогрева или пользуясь ими лишь после снижения производительности кондиционера до минимума, обусловленного равномерностью температуры и влажности в зоне обслуживания.

Пример системы большой производительности без калориферов первого подогрева приведен на рис. 7.14. Наружный воздух проходит клапан *К-6* и смешивается с рециркуляционным, поступающим через клапан *К-5*; смесь фильтруется в масляных фильтрах, охлаждается и осушается или увлажняется в камере орошения *2*, *3* или в поверхностном орошаемом воздухоохладителе 4 и вентилятором нагнетается в помещение через шумоглушители *Ш* и комбинированные приточно-вытяжные плафоны *П*.

Рециркуляционный воздух засасывается вентилятором РВВ, который нагнетает его в кондиционер или выбрасывает наружу через клапан *К-10*.

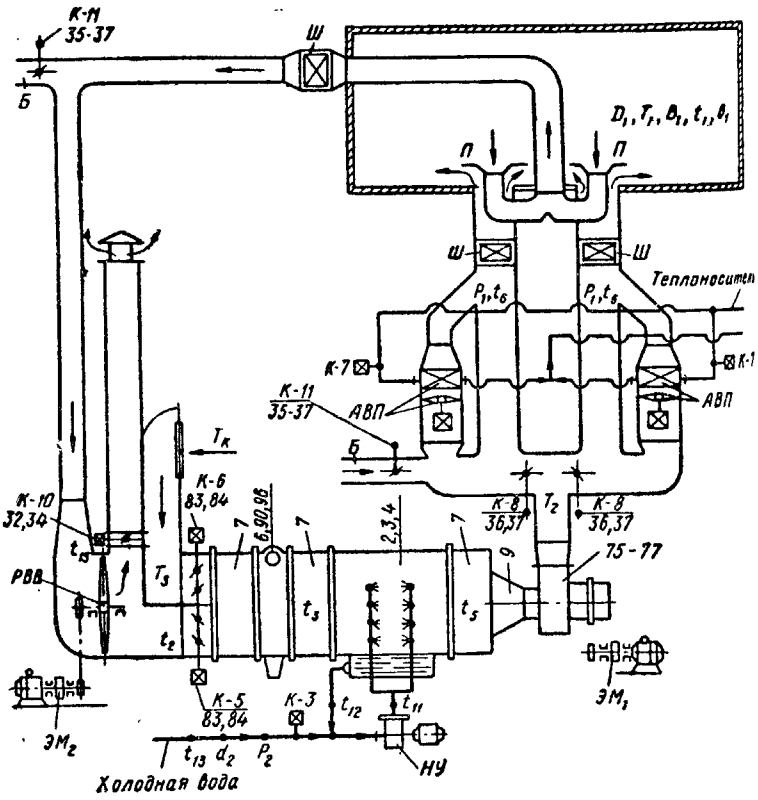


Рис. 7.14. Центральная система кондиционирования воздуха большой производительности

Терморегулятор T_1, установленный в помещении или в рециркуляционно-вытяжном воздуховоде, при уменьшении тепловой нагрузки постепенно уменьшает число оборотов приточного вентилятора с помощью электромуфты $ЭМ_1$. Если после снижения производительности до минимальной, обеспечивающей равномерность параметров в обслуживаемой зоне, например до 50% максимума, температура в помещении продолжает падать, то терморегулятор T_1 включает агрегаты второго подогрева *АВП*, в качестве которых часто устанавливаются отопительные агрегаты, имеющие свои вентиляторы. Подача тепла в них регулируется клапанами *К-7* на теплоносителе.

Применение отопительных агрегатов вместо калориферов уменьшает габариты кондиционеров и экономит электроэнергию, так как она расходуется на второй подогрев только тогда, когда имеется потребность в тепле.

Клапаны *К-8* служат для перераспределения воздуха по магистралям сети, а клапаны *К-11* — для блокировки системы с соседними кондиционерами.

Уменьшение производительности приточного вентилятора нарушает воздушный баланс в помещении. Восстановление баланса производится регулятором давления D_1, поддерживающим на постоянном уровне разность между давлением воздуха в помещении и давлением наружного воздуха, а также между давлением воздуха в помещении и давлением воздуха в соседних помещениях изменением числа оборотов вентилятора РВВ с помощью индукторной электромуфты $ЭМ_2$. Это может быть достигнуто блокировкой муфт $ЭМ_1$ и $ЭМ_2$ без регулятора D_1.

Остальные узлы СКВ большой производительности работают, регулируются и контролируются аналогично описанному ранее.

Ж. МЕСТНЫЕ СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Система с кондиционерами, установленными внутри обслуживаемых помещений, носит название *местной*. Системы, оборудованные местными кондиционерами, имеют производительность до 20 тыс. $м^3/ч$ и могут быть построены по любой из схем приготовления воздуха, применяемых для центральных систем, но в большинстве случаев схемы упрощают и применяют те, которые устанавливаются промышленностью, выпускающей местные кондиционеры. Для компактности и простоты обслуживания местные кондиционеры часто выпускают с поверхностными воздухоохладителями вместо камер орошения.

Распространены местные системы с автономными кондиционерами, которые имеют теплообменники непосредственного испарения и встроенные холодильные машины. Автоматизация местных систем часто сводится к двухпозиционному включению или отключению кондиционера или к отключению и включению его теплообменников к сетям тепла или холода.

Недостатки местных систем: повышенный шум, связанный с работой вентиляторов и холодильных машин при установке кондиционеров внутри обслуживаемых помещений, затруднительность обслуживания большого числа агрегатов, а также сравнительно короткий срок службы местных кондиционеров, в среднем оцениваемый 7 годами, в то время как для центральных систем он равен примерно 20 годам.

3. КОМБИНИРОВАННЫЕ СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Системы, которые обслуживаются одновременно центральными и местными кондиционерами, носят название *комбинированных*, или *смешанных*, СКВ. В большинстве случаев системы состоят из центрального кондиционера, в котором обрабатывается наружный воздух в количестве, соответствующем санитарной норме или потребностям в наружном воздухе для других целей (местные отсосы, разбавление вредных выделений), и местных кондиционеров-доводчиков *М*, установленных в обслуживаемых помещениях. В зависимости от размеров и назначения здания возможности размещения оборудования, условий получения и распределения тепла, холода и электроэнергии основная обработка воздуха производится в центральных или местных кондиционерах.

На рис. 7.15 представлена комбинированная система КС1 с центральным кондиционером, в котором приготавливается наружный воздух в объеме, требующемся по санитарным нормам, и местными кондиционерами-доводчиками, обрабатывающими рециркуляционный воздух, охлаждая его в теплый и нагревая в холодный период года.

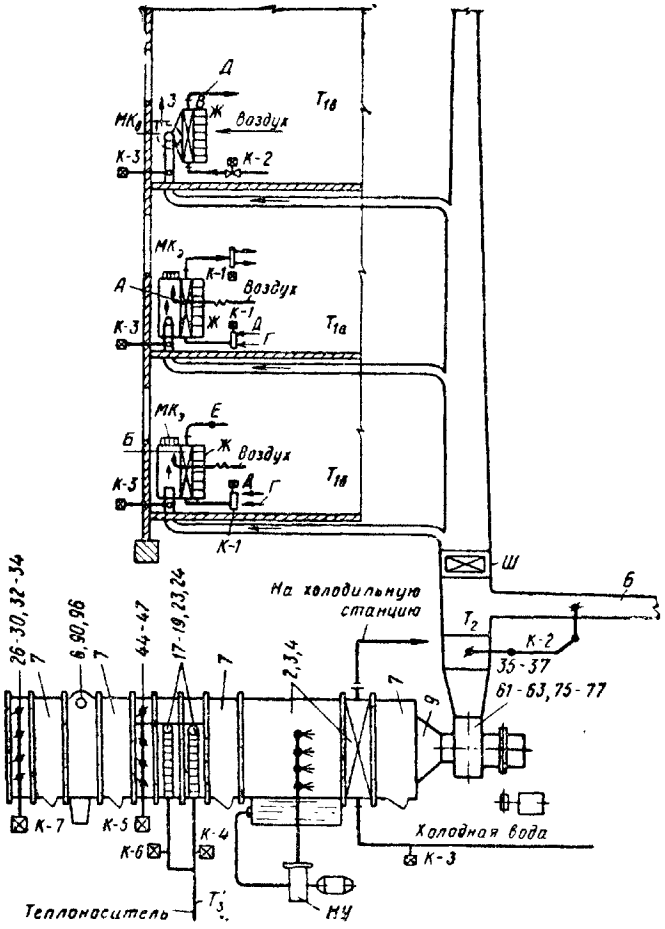


Рис. 7.15. Комбинированная система кондиционирования воздуха КС1 с местными кондиционерами-доводчиками эжекционного типа $МК_э$ или вентиляторного типа $МК_в$

А — теплообменник, включенный по четырехтрубной схеме; *Б* — то же, включенный по трехтрубной схеме; *В* — то же, включенный по двухтрубной схеме; *Г* — трубопроводы теплоносителя; *Д* — трубопроводы холодоносителя; *Е* — общий обратный трубопровод; *Ж* — фильтр; К-1 — трехходовой клапан; К-2 — проходной клапан; К-3 — проходной ручной или дистанционно управляемый воздушный клапан

Воздух поступает к смесителям с температурой на 10—18° ниже температуры, поддерживаемой в помещении. Наружный воздух фильтруется, в холодный период года подогревается в калориферах, а в теплый период охлаждается и осушается в поверхностном орошаемом воздухоохладителе *4* (показан на схеме) или в камере орошения *2*, *3*.

Защита калориферов от замораживания, блокировка клапана *К-7* и регулирование кондиционера терморегулятором T_2 по «точке росы» аналогичны системе ЦН1 (см. рис. 7.5).

Местные кондиционеры-доводчики эжекционного типа $МК_Э$ или вентиляторного типа $МК_В$, размещенные в помещениях, имеют теплообменники, включаемые в сети тепло- и холодоснабжения по четырехтрубной (*А*), трехтрубной (*Б*) или двухтрубной (*В*) схемам.

Четырехтрубная и трехтрубная схемы обеспечивают индивидуальное включение тепло- или холодоносителя в любой местный кондиционер, а двухтрубная схема может эксплуатироваться с общим пофасадным или групповым включением тепло- или холодоносителя. Недостатком трехтрубной схемы является смешение тепло- и холодоносителя в общем обратном трубопроводе, хотя, по данным НИИСантехники, в ряде случаев трехтрубная система более экономична, чем четырехтрубная.

Местные кондиционеры-доводчики регулируются терморегуляторами $T_{1а}$, $T_{1б}$ и т. д., устанавливаемыми в обслуживаемых помещениях и управляющими трехходовыми клапанами *К-1* или проходными клапанами *К-2* на трубопроводах тепло- и холодоносителей. Клапаны *К-3* служат для периодического (посезонного) регулирования расхода воздуха из центрального кондиционера. Иногда употребляются двухканальные комбинированные системы КС2 с центральным кондиционером, собранным и работающим аналогично кондиционеру системы МН2 (см. рис. 7.11) целиком на наружном воздухе, и местными кондиционерами-доводчиками, к которым подводится только холодная вода.

Температура воздуха помещений при этом регулируется терморегуляторами, сокращающими и затем выключающими подачу холодной воды к воздухоохладителям-доводчикам проходными клапанами, а затем увеличивающими подачу теплого воздуха вплоть до переключения всего притока только на подогретый воздух.

Комбинированная система КС3, представленная на рис. 7.16, имеет центральный кондиционер, аналогичный кондиционеру системы ЦН1 (см. рис. 7.5), подающий обработанный наружный воздух, как правило, в объеме санитарной нормы, в местные автономные или неавтономные кондиционеры с собственными вентиляторами, фильтрами, теплообменниками и в необходимых случаях с увлажнителями воздуха. Иногда допускается независимая установка автономных кондиционеров без питания их наружным воздухом. Центральный кондиционер при этом подает наружный воздух непосредственно в помещения, минуя местные кондиционеры.

Применяются также комбинации из центрального кондиционера, собранного и работающего аналогично кондиционеру системы ЦР3 (см. рис. 7.9), и форсунок местного доувлажнения, регулируемых влагорегулятором, воздействующим на клапаны сжатого воздуха и воды, как указано в п. 7.7.

К комбинированным относится система, состоящая из центрального кондиционера и приборов радиационного охлаждения. Радиационные приборы в большинстве случаев — это бетонные потолки с заделанными в них трубами или потолки из листового металла с присоединенными к ним змеевиками или регистрами из труб. Радиационные приборы обычно рассчитываются на восприятие 30—50% явной тепловой нагрузки помещений с небольшими избытками тепла. Во избежание конденсации влаги температура поверхности приборов должна быть выше температуры точки росы воздуха в помещении. Температуру регулируют местными подогревателями, через которые поступает воздух от кондиционера. Применяется также постепенное регулирование охладительной способности радиационных приборов, которое производится обычно в зависимости от наружных условий. Однако следует отметить, что радиационные приборы обладают большой тепловой инерцией, поэтому регулируются плохо. Система с радиационными приборами — одна из дорогих.

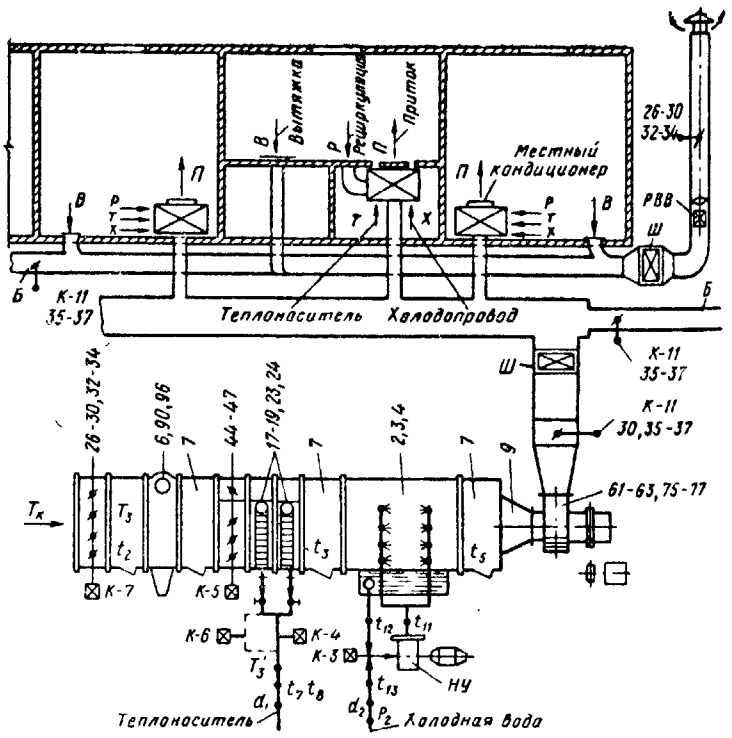


Рис. 7.16. Комбинированная система кондиционирования воздуха КС3

Иногда для дополнительного охлаждения используются местные отопительные приборы, установленные в помещении.

И. СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

Системы кондиционирования воздуха, работающие при давлении выше 300 *кГ/м²*, относятся к системам высокого давления.

Скорости воздуха в воздуховодах обычно превышают 10 *м/сек* и достигают 25—35 *м/сек*, поэтому такие системы называют также *высокоскоростными*. СКВ высокого давления отличаются от систем низкого и среднего давления оборудованием для перемещения воздуха, более герметическими воздуховодами (часто используют стальные газовые трубы), а также конструктивным оформлением устройств для выпуска воздуха в помещения, которые, как правило, снабжаются индивидуальными глушителями шума.

Принципиальные схемы систем высокого давления практически не отличаются от описанных выше систем низкого и среднего давления. Для систем высокого давления часто применяется двухканальная, подобная системе МР3, приведенной на рис. 7.13, и комбинирован-

ная система с эжекционными смесителями, подобная КС1 (см. рис. 7.15).

Системы высокого давления по первоначальным и эксплуатационным затратам дороже аналогичных систем низкого и среднего давления, поэтому находят применение главным образом в существующих многокомнатных и многоэтажных зданиях и на судах морского и речного флота, где затруднительна прокладка сетей низкого давления, имеющих большие поперечные сечения.

7.4. КАМЕРЫ ОРОШЕНИЯ КОНДИЦИОНЕРОВ

А. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Камеры орошения форсуночного типа являются тепло- и массообменными аппаратами кондиционеров. Предназначаются для того, чтобы обработать воздух водой и привести его к заданным температуре и влажности.

Камеры орошения разделяются на одноступенчатые (рис. 7.17, *а*, *б*, *в*, *г*, *д*) и двухступенчатые (рис. 7.17, *е*) с одним и двумя циклами обработки воздуха водой, в зависимости от направления движения воздуха — на вертикальные (рис. 7.17, *а*) и горизонтальные (рис. 7.17, *б*, *в*, *г*, *д* и *е*). В зависимости от места установки (до или после вентилятора) различают всасывающие камеры орошения (рис. 7.17, *а*, *б*, *г*, *д*, и *е*) и напорные (рис. 7.17, *в*).

Выбор вертикальной, горизонтальной, всасывающей или напорной камеры определяется условиями компоновки кондиционеров.

По интенсивности орошения различают камеры, имеющие орошение большой интенсивности, расходующие от 1 *кг* воды и более на 1 *кг* обрабатываемого воздуха и камеры, имеющие орошение малой интенсивности. Последние, как правило, применяются для адиабатического увлажнения воздуха.

В зависимости от числа рядов форсунок камеры орошения разделяются на одно-, двух-, трех- и четырехрядные.

Для двух- и трехрядных камер орошения НИИСантехники разработаны заводские рабочие чертежи и заводами выпускаются камеры на номинальную производительность 10, 20, 40, 60, 80, 120, 160, 200 и 240 тыс. $м^3/ч$ (см. приложение III).

Форсунки Кд 1002-25 дают распыление воды:

грубое при диаметре 4—6 *мм* и давлении воды	0,5—1,8 $кГ/см^2$
среднее при диаметре 2,5—3 *мм* и давлении воды . .	1,9—2,4 „
тонкое при диаметре до 2 *мм* и давлении воды	2,5—4 „

Форсунки тонкого и среднего распыления применяют, как правило, только при адиабатическом процессе обработки воздуха рециркуляционной водой при наличии в обрабатываемом воздухе волокнистой пыли. В этом случае поверхность специальных фильтров для воды, которые устанавливают в дополнение к сетчатым, получается значительно меньше благодаря существенному сокращению расхода циркулирующей воды. Это и определяет выгодность применения форсунок для тонкого и среднего распыления.

Направления факелов разбрызгиваемой воды (рис. 7.17) в камерах с форсунками для грубого и среднего распыления принимают: при одном ряде форсунок (рис. 7.17, *а*) навстречу движению воздуха; при двух рядах форсунок (рис. 7.17, *в*) первый ряд по ходу воздуха, второй — навстречу (принято для камер НИИСантехники) или оба ряда навстречу воздуху (рис. 7.17, *г*);

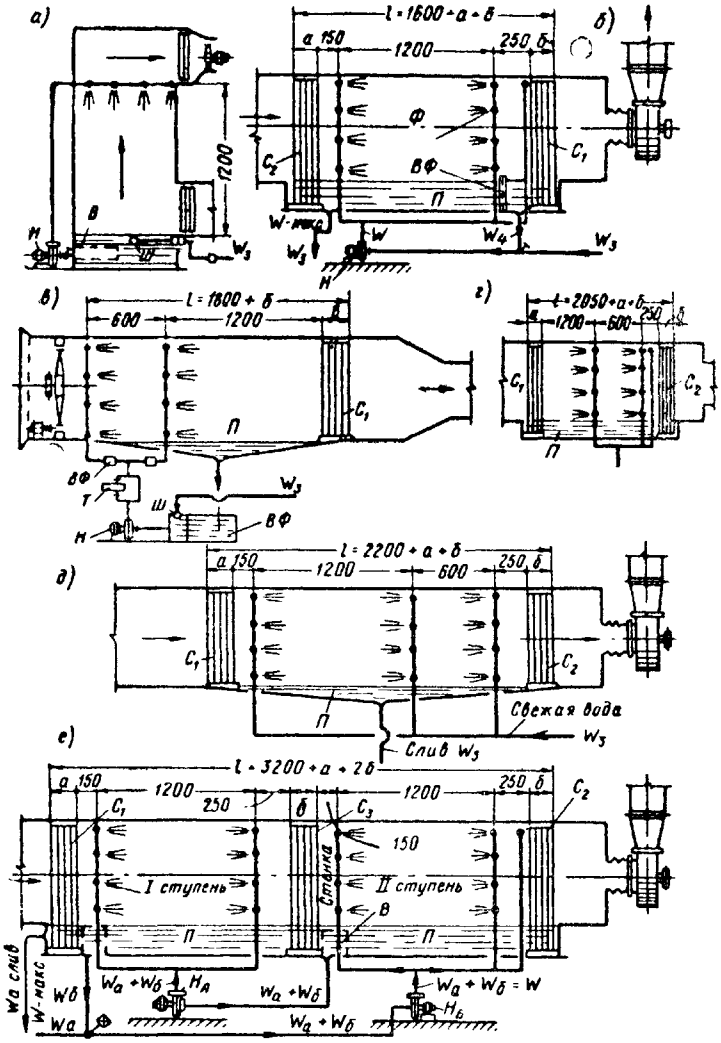


Рис. 7.17. Принципиальные схемы камер орошения кондиционеров

l — минимальная длина нестандартной камеры; C_1, C_2, C_3 — сепараторы (устройство сепаратора C_3 не обязательно); *Ф* — форсунки; *П* — поддон; *ВФ* — фильтр для воды; *Н*, $Н_А$, $Н_Б$ — насосы; *Ш* — шаровой клапан; *Т* — теплообменник; *W*, W_1, W_2, $W_а$, $W_б$ — количество воды, проходящей по трубопроводам

при трех рядах (рис. 7.17, *д*) — первый по ходу воздуха, второй и третий навстречу (принято для камер НИИСантехники).

В камерах с форсунками тонкого распыла факелы распыляемой воды направляют по движению воздуха и применяют двухрядное (рис. 7.17, *б*), а иногда трехрядное расположение форсунок.

Б. ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ОДНОСТУПЕНЧАТЫХ КАМЕР ОРОШЕНИЯ ПО МЕТОДУ ПРОМСТРОЙПРОЕКТА

Тепловой баланс камер орошения кондиционеров выражается уравнением полного тепла, которое обменивается между воздухом и водой:

$$Q_{пол} = L\gamma(I_1 - I_2) = L\gamma\mu(t_{в.к} - t_{в.н}) = W(t_{в.к} - t_{в.н})\ ккал/ч, \quad (7.19)$$

где

$L\gamma$ — количество воздуха, проходящего камеру орошения, в *кг/ч*;

μ — коэффициент орошения воздуха в *кг/кг*;

I_1, I_2 — начальное и конечное теплосодержание обрабатываемого воздуха в *ккал/кг*;

W — количество воды, разбрызгиваемой в камере орошения, в *кг/ч*;

$t_{в.н}$, $t_{в.к}$ — начальная и конечная температуры воды в *град*.

Как следствие уравнения (7.19)

$$\mu = \frac{I_1 - I_2}{t_{в.к} - t_{в.н}} = \frac{W}{L\gamma}. \quad (7.20)$$

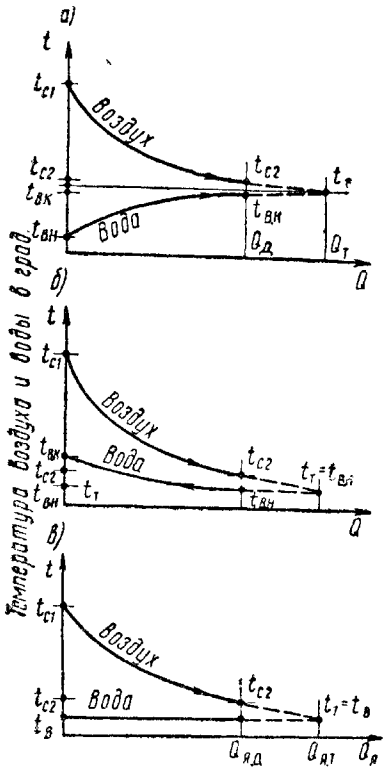


Рис. 7.18. Схемы теплообмена между воздухом и водой при охлаждении воздуха

а — количество тепла Q, перешедшего от воздуха к воде, в *ккал/ч* при параллельном токе; *б* — количество тепла Q, перешедшего от воздуха к воде, в *ккал/ч* при противотоке; *в* — количество явного тепла $Q_{яв}$, перешедшего в скрытое тепло, в *ккал/ч* при адиабатическом процессе; $Q_д$ и $Q_т$ — действительное и теоретически возможное количество тепла, перешедшего от воздуха к воде; $Q_{я.д}$ и $Q_{я.т}$ — то же, но только явного тепла; $t_{с1}$ и $t_{с2}$ — начальная и конечная температуры воздуха по сухому термометру; $t_{в.н}$ и $t_{в.к}$ — начальная и конечная температуры воды; $t_т$ — теоретически достижимая температура воздуха и воды; $t_в$ — температура воды при адиабатическом процессе

Имеются теоретические исследования процессов теплообмена между воздухом и водой при параллельном токе, противотоке и отчасти при перекрестных токах воздуха и воды, однако в действительности в камерах орошения не наблюдается в чистом виде ни одного из этих процессов.

При параллельном токе воздуха и воды идеальный процесс теплообмена заканчивается, когда конечные температуры воздуха и воды примут одинаковое значение $t_т$ (рис. 7.18, *а*). Реальный процесс при той же начальной температуре воздуха $t_{с1}$ и воды $t_{в.н}$ и том же коэффициенте орошения μ заканчивается при температуре воздуха $t_{с2}$ и температуре воды $t_{в.к}$, отличных от $t_т$.

При противотоке воздуха и воды идеальный процесс теплообмена заканчивается, когда конечная температура воздуха $t_{с2}$ будет равна начальной температуре воды $t_{в.н}$, т. е. при условии $t_{с2} = t_{в.н} = t_{с1}$ (рис. 7.18, *б*), а реальный при $t_{с2} > t_{в.н} = t_т$.

В камерах орошения, работающих на рециркулирующей воде, т. е. без подведения к ним холодной или подогретой воды, процесс увлажнения и понижения температуры воздуха протекает при постоянной температуре воздуха по влажному термометру. Ввиду того что прямые постоянных температур по влажному термометру в интересующих нас зонах I—d-диаграммы весьма близки к прямым постоянного теплосодержания I=const при изображении этих процессов на I—d-диаграммах обычно пользуются последними линиями, а процессы называют *адиабатическими*.

При адиабатических процессах температура воды $t_в$ постоянна (рис. 7.18, *в*), но конечная температура воздуха в реальном процессе $t_{с2}$ выше, чем температура воды.

В реальных политропических процессах тепло- и массообмена параллельный ток сопровождается противотоком и перекрестным током воздуха и воды, поэтому ни первый, ни второй варианты процессов в камерах не вполне закономерны.

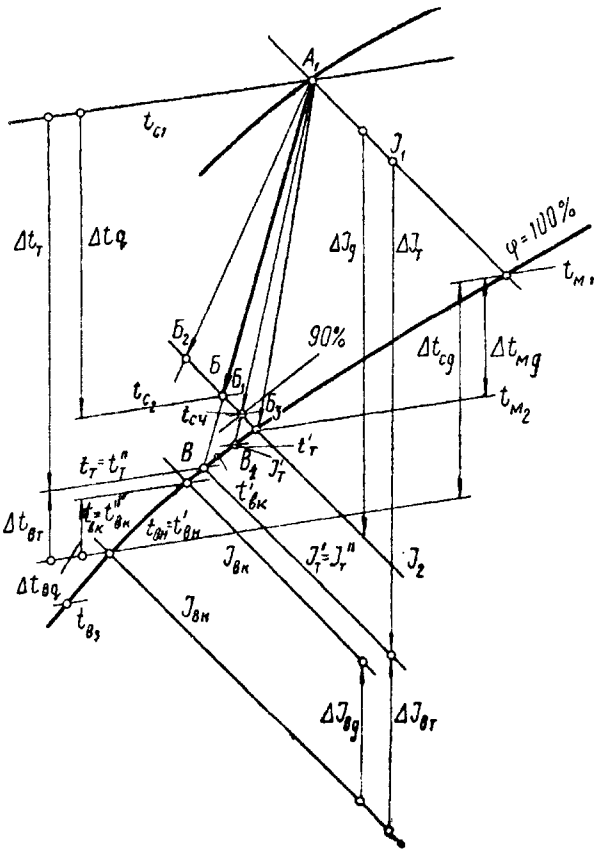


Рис. 7.19. Схема теплообмена между воздухом и водой (при охлаждении воздуха), построенная на I—d-диаграмме

В практике обработки экспериментальных материалов и базирующихся на них расчетах принято считать, что идеальные процессы в камере орошения заканчиваются, когда температура воздуха становится равной температуре отработавшей воды $t_т = t_{в.к}$, т. е. так, как для процессов с параллельным течением сред.

Степень совершенства реальных процессов тепло- и массообмена может быть выражена коэффициентом полезного действия камеры по теплообмену $\eta_т$, предложенным В. В. Мухиным и А. А. Гоголиным, представляющим отношение действительной разности теплосодержаний $\Delta I_д = I_1 - I_2$ реальных процессов теплообмена $A_1Б$, $A_1Б_1$, $A_1Б_2$, $A_1Б_3$ (рис. 7.19) и других процессов, имеющих ту же разность теплосодержаний $I_1 - I_2$, к разности теплосодержаний $I_1 - I_т$ идеального процесса AB, который заканчивается, когда конечные температуры воздуха и воды становятся равными между собой и равными теоретической температуре $t_т$,

соответствующей условиям параллельного течения этих сред:

$$\eta_т = \frac{I_1 - I_2}{I_1 - I_т} = \frac{Q_д}{Q_т} = \frac{t_{в.к} - t_{в.н}}{t_т - t_{в.н}} \qquad (7.21)$$

В диапазоне сравнительно небольших изменений параметров, которые имеются в камерах орошения, теплосодержание воздуха можно считать функцией температуры по мокрому термометру.

При этих условиях

$$\eta_т = \frac{t_{м1} - t_{м2} + t_{в.к} - t_{в.н}}{t_{м1} - t_{в.н}}; \qquad (7.22)$$

$$\mu = \frac{I_1 - I_2}{\eta_т (t_{м1} - t_{в.н}) - (t_{м1} - t_{м2})} = \frac{\Delta I_д}{\eta_т \Delta t_{с.д} - \Delta t_{м.д}}, \qquad (7.23)$$

где

$t_{в.н}$, $t_{в.к}$, $t_т$ — соответственно начальная, конечная и теоретическая температуры воды в *град*;

$t_{м1}$, $t_{м2}$, $\Delta t_{м.д}$ — начальная и конечная температуры воздуха по мокрому термометру и разность этих температур в *град*;

$\Delta t_{с.д} = t_{м1} - t_{в.н}$ — максимальная разность между начальной температурой воздуха по мокрому термометру и температурой воды, вступающей в теплообмен.

Для всех процессов теплообмена с заданной разностью теплосодержаний $\Delta I_д$ формула (7.23) содержит лишь одно условие $\eta_т \Delta t_{сд} > \Delta t_{м.д}$. В связи с этим она дает одинаковый результат для всех указанных выше процессов $A_1Б$, $A_1Б_1$, $A_1Б_2$ и т. д., если начальная температура орошающей воды $t_{в.н}$ постоянна. В действительности же для заданных начальных условий воздуха и воды при выбранных параметрах теплообменного аппарата может быть только один конечный результат. Для того чтобы конкретизировать заданный процесс теплообмена $A_1Б$, его нужно связать с теплообменом по явному теплу; для этого прямую $A_1Б$ на I—d-диаграмме (см. рис. 7.19) следует продолжить до пересечения с кривой $\varphi = 100\%$ в точке B, характеризующей теоретически достижимую температуру $t_т$ воздуха и воды, отработавших в камере орошения.

Таким образом на I—d-диаграмме фиксируются три точки $t_{с1}$; $t_{с2}$ и $t_т$; отношение отсекаемых ими отрезков $t_{с1} - t_{с2}$ и $t_{с1} - t_т$ представляет отношение действительного количества явного тепла $Q_{д.я}$ к теоретически достижимому количеству явного тепла $Q_{т.я}$ и именуется коэффициентом эффективности теплообмена

$$E = \frac{Q_{д.я}}{Q_{т.я}} = \frac{t_{с1} - t_{с2}}{t_{с1} - t_т}. \qquad (7.24)$$

Отношение действительного количества полного тепла $Q_д$, отданного воздухом, к теоретически достижимому максимуму $Q_т$ в этом процессе, приблизительно пропорционально отношению соответствующих количеств явного тепла $Q_{д.я}$ и $Q_{т.я}$, т. е. то же характеризуется коэффициентом эффективности теплообмена E, так как изомеры $t_{с1}$, $t_{с2}$ и $t_т$ практически параллельны между собой, а адиабаты I_1, I_2 и $I_т$ параллельны полностью. Отсюда отрезки $\Delta t_д$ и $\Delta t_т$ пропорциональны отрезкам $\Delta I_д = I_1 - I_2$ и $\Delta I_т = I_1 - I_т$.

Отношение полных количеств тепла $Q_д : Q_т$ определяет также и условия нагрева воды, участвующей в процессе, которые выражаются отношением отрезков, представляющих действительный нагрев воды $t_{в.к} - t_{в.н}$ к теоретически достижимому $t_т - t_{в.н}$, где $t_{в.н}$ и $t_{в.к}$ — начальная и конечная температура воды, участвующей в процессе.

Следовательно, коэффициент эффективности теплообмена в камере орошения полностью характеризует условия явного и полного теплообмена и может быть выражен формулой

$$E = \frac{t_{с1} - t_{с2}}{t_{с1} - t_т} \approx \frac{I_1 - I_2}{I_1 - I_т} = \frac{t_{в.к} - t_{в.н}}{t_т - t_{в.н}} = \frac{Q_д}{Q_т}. \qquad (7.25)$$

При заданной начальной температуре воды, вступившей в теплообмен, для начальных и конечных параметров воздуха может быть только одна реальная температура отработавшей воды

$$t_{в.к} = t_{в.н} + (t_т - t_{в.н})\, E \qquad (7.26)$$

и соответствующая ей начальная температура воды

$$t_{в.н} = t_т - \frac{I_1 - I_2}{\mu} \cdot \frac{1}{E}. \qquad (7.27)$$

Разность между теоретически достижимой $t_т$ и реальной конечной температурами воды $t_{в.к}$ равна:

$$\Delta t_{в.к} = t_т - t_{в.к} = \left(\frac{1}{E} - 1\right) \Delta t_в.$$

В практике применяют камеры орошения, работающие с коэффициентами эффективности теплообмена E от 0,95 до 0,8 и редко до 0,7. При этих условиях и, учитывая, что нагрев воды в камерах обычно не превышает 3° С, можно считать, что $\Delta t_{в.к}$ не превысит $\left(\frac{1}{0{,}8} - 1\right) 3 = 0{,}75°$ С и только в некоторых случаях будет доходить до $\left(\frac{1}{0{,}7} - 1\right) 3 = 1{,}2°$ С.

На основании вышеизложенного при практических расчетах рекомендуется принимать

$$t_{в.к} = t_т - 1°, \qquad (7.28)$$

учитывая, что $t_т$ находится в точке пересечения продолжения прямой $A_1Б$ с кривой $\varphi = 100\%$ в точке B (см. рис. 7.19).

В необходимых случаях величина $t_{в.к}$ может быть уточнена по формуле (7.26).

Учитывая сказанное, можно считать, что коэффициенты E и $\eta_т$ с достаточной для практики точностью равны между собой. Кроме того, они связаны непосредственно с коэффициентом явной теплопередачи $K_я$ между воздухом и водой формулой

$$E = 1 - \frac{1}{10^n}, \qquad (7.29)$$

где $n = \frac{K_я}{1990 v \gamma}$.

Следовательно, расчеты с помощью коэффициента эффективности камеры по теплообмену позволяют использовать весь имеющийся экспериментальный материал, выражающий зависимость коэффициентов орошения μ от величин E, $\eta_т$ и $K_я$.

в. ДАННЫЕ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТОВ ОРОШЕНИЯ ОДНОСТУПЕНЧАТЫХ КАМЕР ПО МЕТОДУ ПРОМСТРОЙПРОЕКТА[1]

На основании экспериментальных работ А. А. Гоголина, которые производились с камерой орошения (поперечное сечение 1,5×1,6 $м^2$, длина около 2,4 $м$),

[1] Метод разработан канд. техн. наук Б. В. Баркаловым.

и используя данные о коэффициенте теплопередачи в камере, испытанной П. А. Дербиным, Промстройпроектом предложены расчетные формулы (7.30) и (7.31) для базовых величин коэффициента орошения. В формулу (7.30) введен поправочный множитель Z, для *чего был использован материал экспериментальных ис-*

$\mu_г$ — для камер высотой 1,5 *м* и более, оборудованных форсунками грубого и среднего распыла:

$$\mu_г = 2{,}92Z\,(v\gamma)^{-0{,}535}\left(\lg\frac{1}{1-E}\right)^{1{,}175}; \qquad (7.30)$$

$\mu_т$ — для камер, оборудованных форсунками тонкого распыла (при любых высотах камеры):

$$\mu_т = 1{,}56S\left(\frac{v\gamma}{P}\right)^{0{,}371}\left(\lg\frac{1}{1-E}\right)^{1{,}61}, \qquad (7.31)$$

где

v — скорость воздуха в *м/сек*;

γ — удельный вес воздуха в *кг/м*³;

E — величина эффективности теплообмена;

P — давление воды перед форсунками в *кГ/см*²;

S — коэффициент, при двух рядах форсунок равный 1,271, при трех — 1;

Z — коэффициент, равный $0{,}508\,d^{0{,}45}$ (где d — диаметр выходного отверстия форсунок в *мм*); при $Z=1$ можно пользоваться номограммой (**рис. 7.20, *а***).

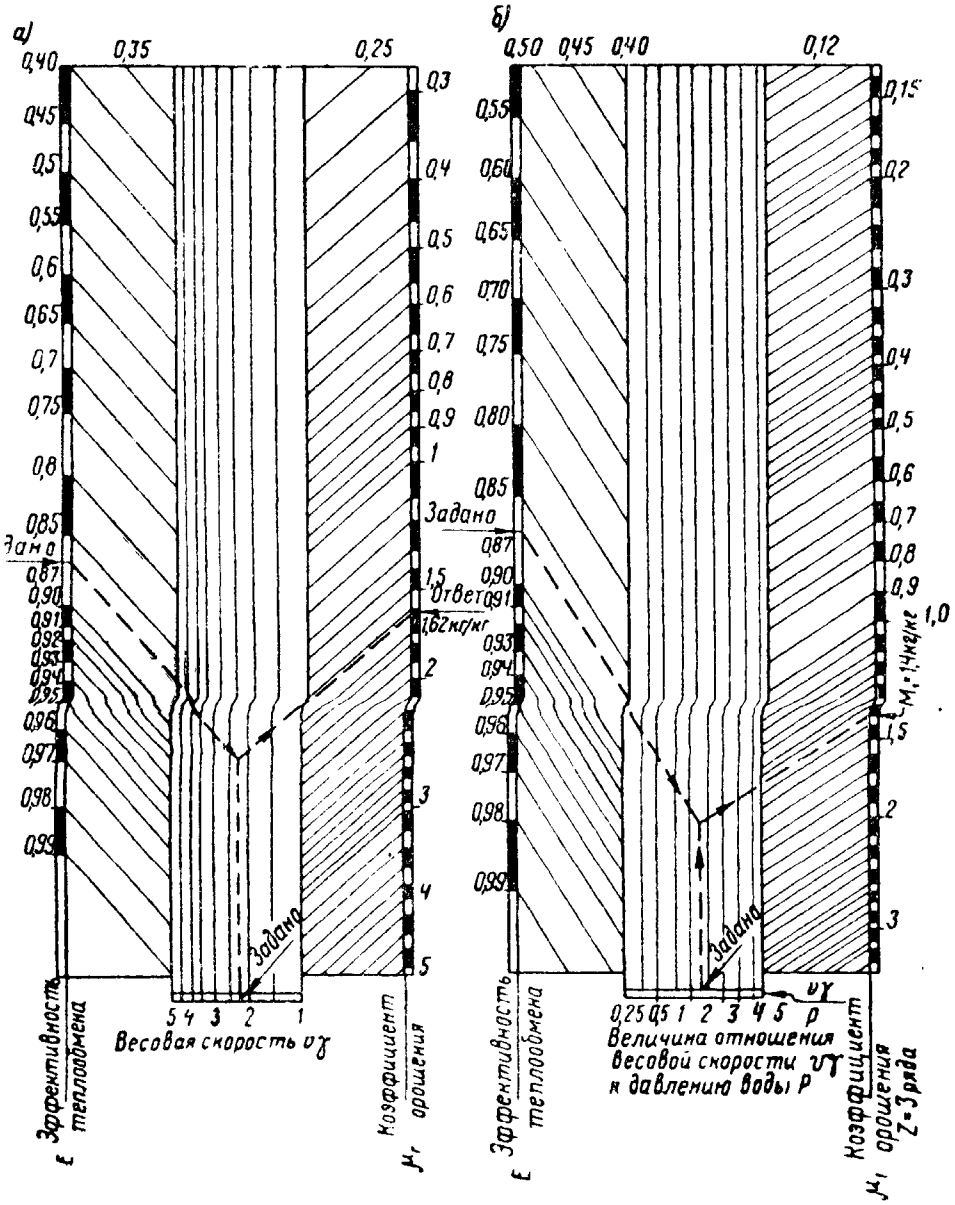


Рис. 7.20. Номограммы для определения коэффициентов орошения μ воздуха водой

а — для форсунок грубого распыла. **Пример.** *Задано:* $E=0{,}87$; $v\gamma=2{,}3$ *кГ/м*² · *сек*. *Решение.* $\mu E=1{,}62$ *кг/кг*; *б* — для форсунок тонкого распыла. **Пример.** *Задано:* $E=0{,}87$; $v\gamma=2{,}5$ *кГ/м*² · *сек*; $p=2$ *кГ/см*². *Решение.* $\frac{v\gamma}{P}=\frac{2{,}5}{2}=1{,}25$; $\mu_1=1{,}4$ *кг/кг* для трехрядной камеры

Вычисления по формуле (7.31) облегчаются номограммой (рис. 7.20, *б*).

Величина коэффициента Z для форсунок типовых камер НИИСантехники в зависимости от диаметра выходного отверстия форсунок d в *мм*:

при d=3 *мм*	Z=0,833;
„ d=3,5 „	Z=0,893;
„ d=4 „	Z=0,948;
при d=4,5 *мм*	Z=1,0 ;
„ d=5 „	Z=1,148;
„ d=6 „	Z=1,138.

Испытаниями Г. Н. Смирнова установлено, что при уменьшении длины камеры орошения с 3 до 2,2 и затем до 1,3 *м*, т. е. 2,3 : 1,7 : 1, для достижения одинакового эффекта необходимо увеличить коэффициент орошения воздуха водой в отношении 1 : 1,37 : 2,74, что следует учитывать при конструировании нестандартных камер.

Современные типовые двухрядные камеры орошения всех производительностей выполняют длиной 1,8 *м*, а трехрядные камеры — 2,42 *м*. При постоянной длине камеры и постоянной скорости воздуха в ней среднее время контакта между воздухом и водой, а вместе с ним и величина коэффициента орошения зависит от высоты камеры.

Например, условия контакта воздуха и воды в камерах высотой h и $3h$ при постоянной длине и постоянном коэффициенте орошения одинаковы только по

следований инженеров В. Кэфер и В. Черниченко в Макеевском научно-исследовательском институте, учитывающий зависимость коэффициента орошения от диаметра выходного отверстия форсунок грубого и среднего распыла.

Базовые величины коэффициентов орошения равны:

отношению к верхней трети высокой камеры. Через среднюю и нижнюю трети высокой камеры проходит в 2 и 3 раза больше воды, чем через верхнюю треть, и хотя добавочные потоки воды на нижних уровнях не имеют той капельной структуры, что при выходе из форсунок, все же они повторно участвуют в теплообмене и увеличивают его эффективность.

Современные камеры орошения заводского изготовления имеют высоту от 1,3 *м* (при номинальной производительности 10 тыс. *м*³/*ч*) до 4,95 *м* (при 240 тыс. *м*³/*ч*), т. е. их высота изменяется в 3,8 раза.

На основе экспериментальных исследований, проведенных Макеевским научно-исследовательским институтом установлено, что теплообмен зависит от размеров поперечного сечения камер, определена зависимость коэффициента орошения от диаметра выходного отверстия (от 3 до 6 *мм*) форсунок углового типа и установлено отсутствие влияния относительной влажности охлаждаемого воздуха, на зависимость коэффициента орошения μ от эффективности теплообмена E и весовой скорости воздуха в камере $v\gamma$.

Базовая величина коэффициента орошения для камер с эквивалентным диаметром $0{,}545 \leqslant D_э < 1{,}55$ *м*, оборудованных форсунками с диаметром выходного отверстия от 3 до 6 *мм*, выражается формулой

$$\mu_D = 0{,}88 Z N^n M K, \quad (7.32)$$

где

$$N = \frac{1}{0{,}2 D_э + 0{,}09};$$

$$n = 1{,}0639\, D_э^{0{,}22};$$

$D_э$ — эквивалентный диаметр камеры орошения, равный $\frac{2ah}{a+h}$ (где a и h — ширина и высота горизонтальной камеры);

$Z = 0{,}508\, d^{0{,}45n}$ (где d — диаметр выходного отверстия форсунок в *мм*);

$M = (v\gamma)^{-0{,}5n}$ — определяется по номограмме, представленной на рис. 7.21 (где $v\gamma$ — весовая скорость воздуха в камере орошения в *кг*/*м*² *сек*);

$K = \left(\lg \frac{1}{1-E}\right)^n$ — определяется по номограмме, представленной на рис. 7.21 (где E — эффективность теплообмена в камере орошения, см. п. 7.4 «Б»).

Формула (7.32) выведена на основе испытаний камер с сечением, близким к квадратным, для камер высотой $h \leqslant 1{,}5$ *м* рекомендуется принимать $D_э = h$.

Вспомогательные величины N, n, $0{,}88\,N^n$, входящие в формулу (7.32), для ряда камер приведены в табл. 7.6, а величины M и K определяются по номограмме (рис. 7.21).

Вычисление коэффициентов орошения для камер с форсунками грубого и среднего распыла, имеющих $h > 1{,}5$ *м*, и в частности для камер орошения заводского изготовления номинальной производительностью 40 тыс. *м*³/*ч* и более, в которых не проверялось экспериментально влияние размеров камер на их эффективность, следует производить по основной формуле (7.30), что обеспечит некоторый запас надежности. Камеры орошения с форсунками тонкого распыла всех размеров независимо от их высоты рекомендуется рассчитывать

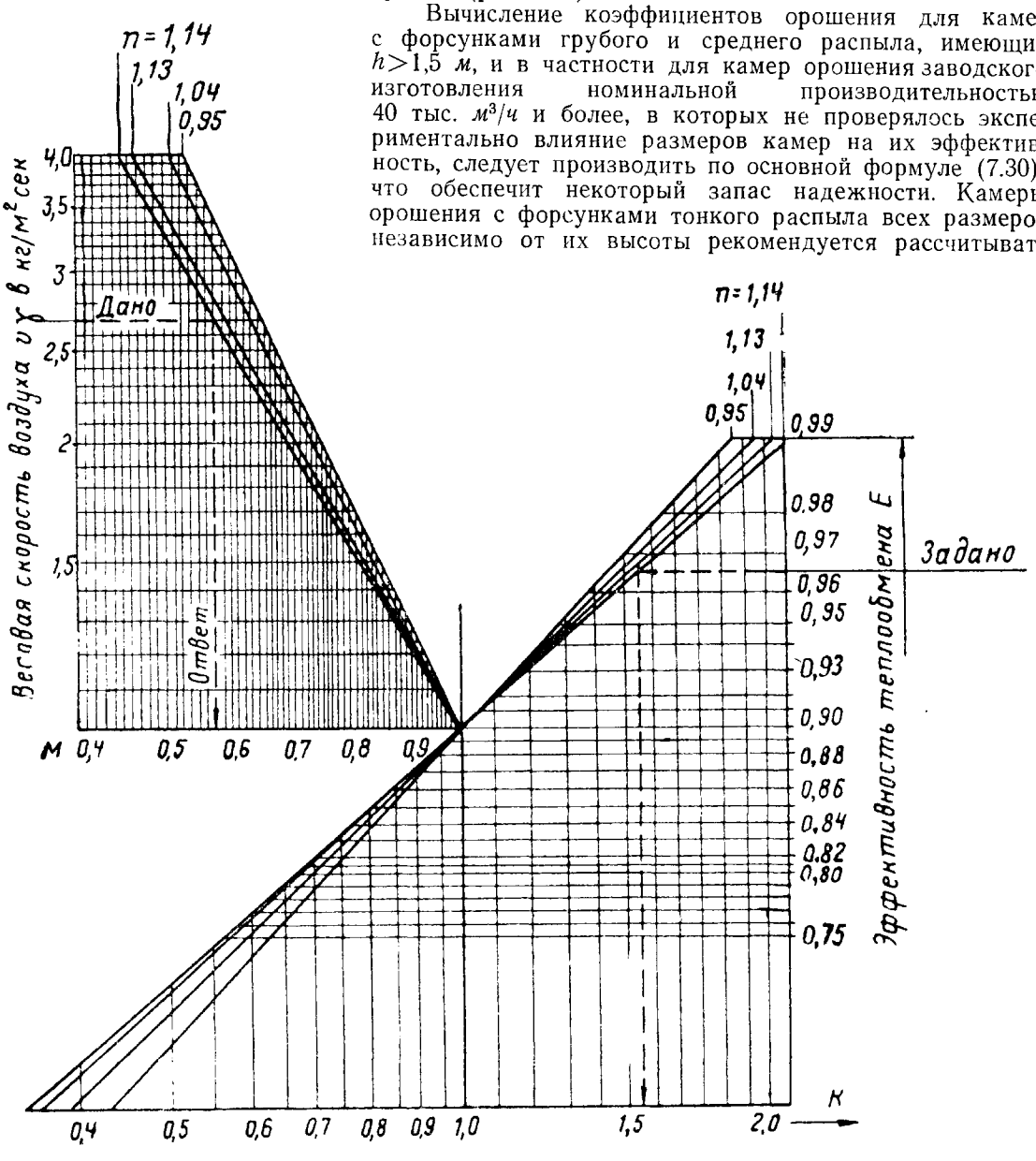


Рис. 7.21. Номограмма для определения вспомогательных величин M и K при вычислениях по формуле (7.32)

Таблица 7.6

Вспомогательные величины N, n и $0{,}88\,N^n$

Обозначения	Номинальная производительность камер в тыс. *м*³/*ч*	
	10	20
Высота камеры h в *м*	1,3	1,3
N	2,86	2,86
n	1,13	1,13
$0{,}88\,N^n$	2,89	2,89

по формуле (7.31). Камеры малых размеров с площадью поперечного сечения $F \leqslant 0{,}3$ $м^2$ при высоте менее 0,6 $м$ рекомендуется производить по указаниям п. 7.4 «Д».

Для расчета камеры орошения необходимо построить на I—d-диаграмме схему процесса обработки воздуха водой, а именно: из точки $А$ (рис. 7.22, $а$), характеризующей начальное состояние воздуха, имеющего параметры $t_{с1}$, I_1, d_1, провести прямую к точке $Б$, соответствующей состоянию воздуха $t_{с2}$, I_2, d_2, которое он должен иметь, пройдя обработку водой. Затем эту прямую следует продолжить до пересечения с кривой полного насыщения воздуха $\varphi = 100\%$ в точке $В$ и выписать параметры воздуха, соответствующие этой точке, $t_т$, $I_т$, $d_т$.

Если начальные параметры охлаждаемого воздуха характеризуются высоким насыщением (например, точка $А'$), а заданные параметры охлажденного воздуха (точка $Б'$) таковы, что при соединении этих точек прямая $А'Б'$ касается или пересекает кривую $\varphi = 100\%$, то согласно экспериментально подтвержденным данным МакНИИ, схему процесса охлаждения воздуха следует строить следующим образом:

а) задаться величиной эффективности теплообмена E, исходя, например, из экономических предпосылок или условий получения холодной воды;

б) из формулы (7.25) с помощью I—d-диаграммы определить теплосодержание воздуха в условной точке $В'$:

$$I'_т = I'_1 - \frac{I'_1 - I'_2}{E}$$

и на пересечении прямой $I'_т$ с кривой $\varphi = 100\%$ в точке $В'$ найти температуру воды $t'_т$, теоретически необходимую для осуществления заданного процесса;

в) провести прямую $А'В'$ и при пересечении ее с заданной прямой I'_2, проходящей через точку $Б'$, найти точку $Б''$;

г) прямая $А'Б''В'$ представляет искомую расчетную схему процесса охлаждения воздуха от параметров $А'$ до $Б'$, так как после сепарации взвешенной капели перенасыщенный воздух с параметрами $Б''$ примет заданные параметры $Б'$.

Из схемы (рис. 7.22, $а$) по формуле (7.24) следует определить величину эффективности теплообмена E, а затем направление процесса теплообмена по формуле

$$\Sigma = 1000 \frac{I_1 - I_2}{d_1 - d_2}. \qquad (7.33)$$

По схеме рис. 7.22, $б$ определяется сектор I—d-диаграммы, соответствующий этому процессу.

При выборе схемы процессов кондиционирования воздуха следует считаться с экономичными пределами значений $E_{опт}$ и технически достижимыми максимумами $E_{макс}$.

Для политропических процессов:

а) при давлении, развиваемом вентилятором кондиционера до 50 $кГ/м^2$, $E_{опт} = 0{,}7 \div 0{,}9$;

б) то же, но при давлении выше 50 $кГ/м^2$, $E_{опт} = 0{,}83 \div 0{,}96$;

в) с одним рядом форсунок по потоку и одним против потока воздуха $E_{макс} = 0{,}95$;

г) с одним рядом по потоку и двумя против $E_{макс} = 0{,}99$.

Для адиабатических процессов:

а) при давлении, развиваемом вентилятором кондиционера до 50 $кГ/м^2$, $E_{опт} = 0{,}75 \div 0{,}95$;

б) то же, но при давлении выше 50 $кГ/м^2$ $E_{опт} = 0{,}85 \div 0{,}95$;

в) для двухрядных камер $E_{макс} = 0{,}9$;

г) для трехрядных камер $E_{макс} = 0{,}95$.

В зависимости от условий массообмена, характеризуемых сектором I—d-диаграммы, в котором распо-

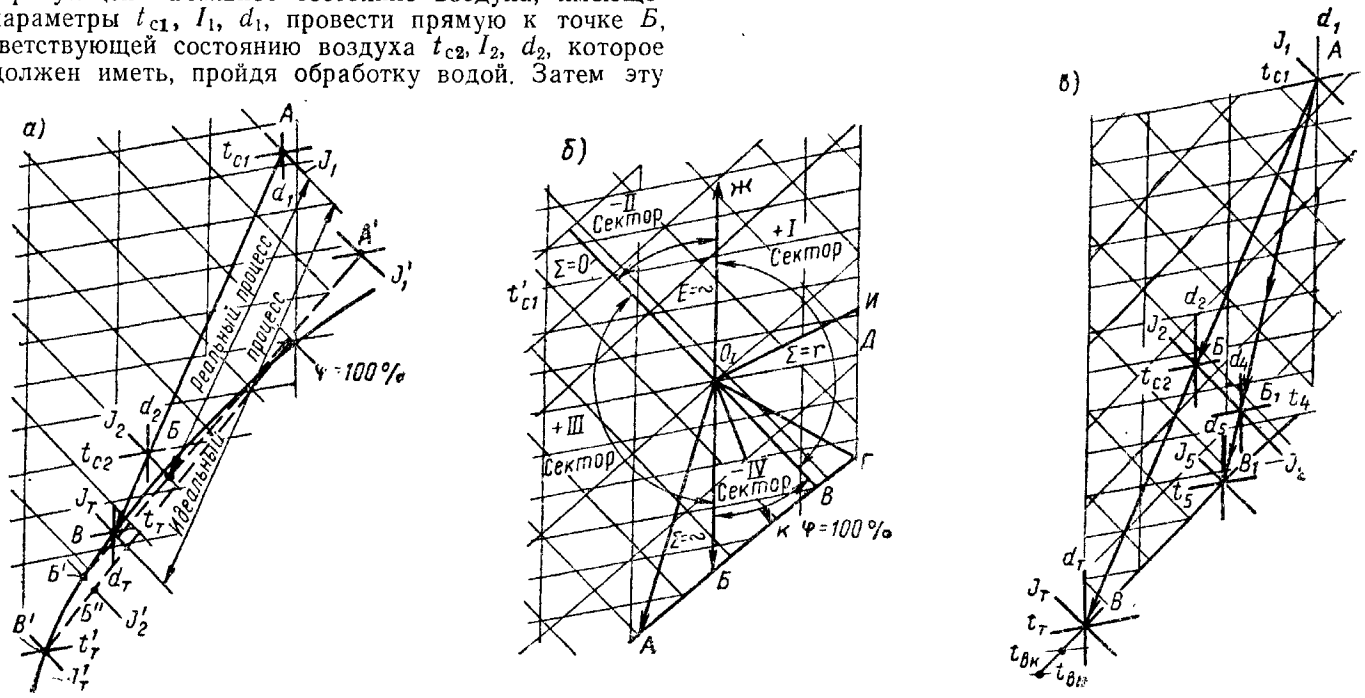


Рис. 7.22. Построение на I—d-диаграмме схемы процессов обработки воздуха в камерах орошения

а — процессы обработки при обычной и высокой начальной влажности воздуха; *б* — процессы обработки в различных секторах диаграммы; *в* — процесс при малой интенсивности орошения

ложена схема процесса заданной обработки воздуха, от тонкости распыла воды и диаметра форсунок к базовым величинам коэффициентов орошения $\mu_г$, $\mu_т$, $\mu_Д$, вводятся поправочные множители $\tau_г$, $\tau_с$, $\tau_т$, X_1, X_2, Y и Z. Порядок введения поправочных множителей определяется по табл. 7.7. Величины этих множителей равны:

Таблица 7.7

Поправочные множители для определения коэффициентов орошения

Распыление воды	Поправочные множители			
	адиабатический процесс $\Sigma=0$	I сектор I—d-диаграммы	III сектор I—d-диаграммы	IV сектор I—d-диаграммы
Грубое	$\tau_т$	X_1	Y	X_1
Среднее	$\tau_с$	X_2	Y	X_1
Тонкое	$\tau_т$	X_2	—	X_1

а) $\tau_г=0{,}44$; $\tau_с=0{,}28$; $\tau_т=0{,}17$; $Y=0{,}86$ для горизонтальных камер высотой 1,5 *м* и более при среднем и грубом распыле воды; $Y=1$ для горизонтальных камер высотой менее 1,5 *м* при среднем и грубом распыле воды; $Y=1$ для горизонтальных камер с тонким распылом воды;

б) X_1 и X_2 определяют по формулам:

$$X_1=\frac{Y\Sigma-\tau r}{\Sigma-r}; \qquad (7.34)$$

$$X_2=\frac{Y\Sigma-\tau(\Sigma-r)}{r}, \qquad (7.35)$$

где $r=595-0{,}54\,t_с$ — теплота испарения влаги в *ккал/кг* при средней температуре процесса $t_с^\circ=\frac{t_{с1}+t_{с2}}{2}$ (рис. 7.22, *а*).

По условиям подачи в камеру или отведения из нее заданного количества тепла коэффициент орошения при политропических процессах должен быть:

$$\mu_{мин}=\frac{I_1-I_2}{t_{в.к}-t_в}, \qquad (7.36)$$

где $t_в$ — температура воды, поступающей в камеру извне.

Если по условиям снабжения камеры орошения водой извне или по другим причинам коэффициент орошения для политропических процессов охлаждения и осушки воздуха приходится принимать $\mu<1$ *кг/кг*, то расчеты следует вести, руководствуясь п. 7.4 «Г».

Пропускная способность форсуночных устройств двухрядных камер орошения конструкции НИИСантехники рассчитана на максимальный коэффициент орошения 2,4 *кг/кг*, а трехрядных — 3,6 *кг/кг*. Пропускная способность переливных устройств камер, ограничивающая количество воды, поступающей в камеры извне, соответствует 2 *кг* воды на 1 *кг* обрабатываемого воздуха для двухрядных камер и 3 *кг/кг* — для трехрядных.

Скорости движения воздуха в живом сечении камер не должны превышать 3,1 *м/сек* во избежание выноса влаги через выходные сепараторы.

Г. ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ОДНОСТУПЕНЧАТЫХ КАМЕР ПО МЕТОДУ ПРОМСТРОЙПРОЕКТА, ПРЕДНАЗНАЧЕННЫХ ДЛЯ ОХЛАЖДЕНИЯ И ОСУШКИ ВОЗДУХА ПРИ МАЛОЙ ИНТЕНСИВНОСТИ ОРОШЕНИЯ

Построение схемы процесса охлаждения и осушки воздуха при малых коэффициентах орошения $\mu<1$ *кг/кг* (рис. 7.22, *в*) следует начать с построения заданных начальных $t_{с1}$, I_1, d_1 (точка A) и конечных t_4, I_2, d_4 (точка $Б_1$) параметров обрабатываемого воздуха.

Коэффициенты орошения μ_0 для камер рассматриваемого типа не должны выходить за пределы, определяемые неравенством

$$0{,}2<\mu_0<1 \text{ кг/кг}. \qquad (7.37)$$

В этом диапазоне величин коэффициента орошения μ_0 точка B_1, лежащая на пересечении продолжения прямой $AБ_1$ с кривой $\varphi=100\%$, не характеризует температуру воды, участвующую в процессе теплообмена в камере орошения. Для определения этой температуры, руководствуясь условиями снабжения камеры холодной водой, выбирают одно из значений коэффициента орошения μ_0, лежащее в указанных пределах (7.37), и определяют коэффициент отклонения

$$\beta=0{,}347\mu_0+0{,}61. \qquad (7.38)$$

Руководствуясь заданными температурами $t_{с1}$ и $t_{с4}$, находим

$$t_{с2}=t_{с1}-\beta(t_{с1}-t_{с4}). \qquad (7.39)$$

На пересечении изотермы $t_{с2}$ и заданного значения I_2 находим точку $Б$, а при пересечении продолжения прямой $AБ$ с кривой $\varphi=100\%$ — точку B.

Выбранный коэффициент орошения подлежит проверке. Для этого находят величину эффективности теплообмена E по формуле (7.24) и соответствующий ей базовый коэффициент орошения $\mu_г$, $\mu_т$ — или μ_D по формулам (7.30), (7.31) или (7.32).

При этом должно быть одно из следующих неравенств:

$$\mu_г\leqslant\mu_0;\ \mu_т\leqslant\mu_0 \text{ или } \mu_D\leqslant\mu_0.$$

Если проверка покажет нарушение приведенных неравенств, то расчет и построение схемы процесса следует произвести вновь, задавшись другой величиной μ_0.

Руководствуясь окончательной величиной $t_т$ (см. точку B на рис. 7.22, *в*), известной начальной температурой воды $t_{в.н}$ и величиной $E=\frac{t_{с1}-t_{с2}}{t_{с1}-t_т}$, по формуле (7.26) находим температуру отработавшей воды $t_{в.к}$.

Д. ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ОДНОСТУПЕНЧАТЫХ КАМЕР ОРОШЕНИЯ ПО МЕТОДУ САНТЕХПРОЕКТА

Метод[1] разработан на базе экспериментов, главным образом, с камерой, имеющей площадь поперечного сечения воздушной части 0,306 $м^2$, на основе зависимости коэффициентов орошения воздуха водой (рис. 7.23):

а) от заданного критерия относительного изменения теплосодержания воздуха

$$\Delta\bar{I}=\frac{I_1-I_2}{I_1-I_{р1}}=\frac{I_1-I_2}{0{,}24(t_{с1}-t_{р1})}; \qquad (7.40)$$

[1] Разработан канд. техн. наук Л. М. Зусмановичем.

б) от критерия относительного изменения температуры воздуха

$$\Delta\overline{T} = \frac{t_{c1} - t_{c2}}{t_{c1} - t_{p1}}; \qquad (7.41)$$

в) от температурного критерия

$$M_1 = \frac{t_{p1} - t_{в.н}}{t_{c1} - t_{p1}}; \qquad (7.42)$$

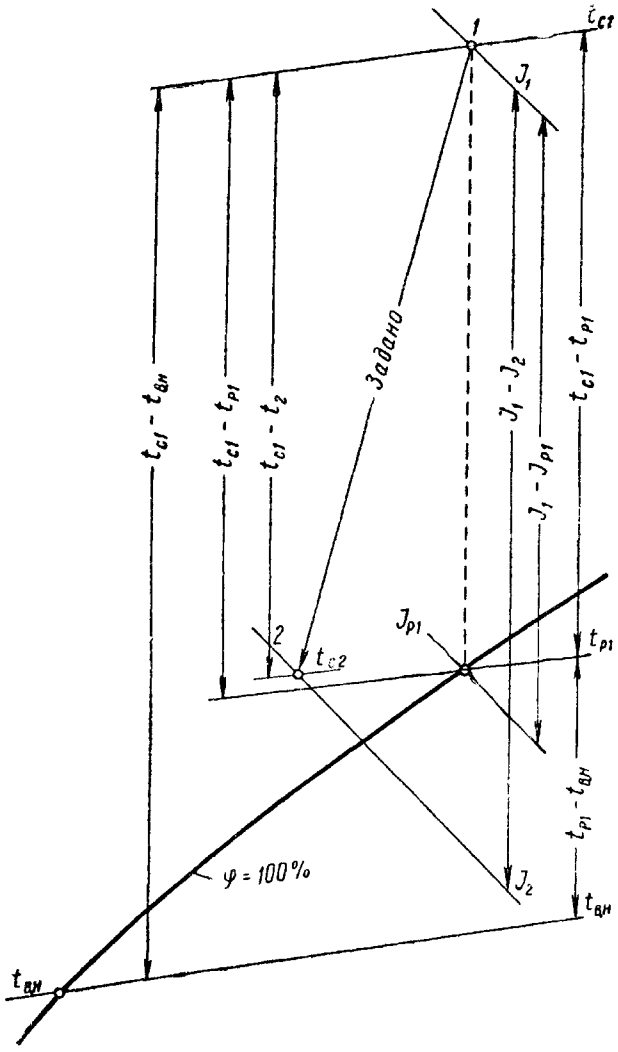


Рис. 7.23. Схема процесса охлаждения и осушки воздуха, построенная на I—d-диаграмме

г) от критерия, учитывающего влияние движущей силы влагообмена на теплообмен:

$$R = 1 + a\frac{r\beta_p}{\alpha} \approx 1 + 2{,}34a, \qquad (7.43)$$

где I_1, t_{c1} — теплосодержание (*ккал/кг*) и температура (*град*) воздуха, поступающего в камеру орошения (рис. 7.23);

I_2, t_{c2} — теплосодержание (*ккал/кг*) и температура (*град*) воздуха, выходящего из камеры орошения;

t_{p1}, I_{p1} — температура точки росы воздуха, поступающего в камеру орошения (*град*), и соответствующее ей теплосодержание (*ккал/кг*);

$t_{в.н}$ — температура воды при выходе из форсунок в *град*;

$a = \frac{p_н - p_{вн}}{t_р - t_{вн}}$ — коэффициент пропорциональности;

$p_н$, $p_{вн}$ — парциальные давления водяного пара в *мм рт. ст.* в состоянии насыщения соответственно при температурах $t_р$ и $t_{в.н}$;

r — скрытая теплота парообразования в *ккал/кг*;

$\frac{\alpha}{\beta_p}$ — отношение коэффициентов тепло- и массообмена в *ккал/кг · град*.

Расчет коэффициента орошения для политропических процессов ведется по формулам:

$$\mu_1 = \left[\frac{R^m \Delta\overline{I}}{A(1 + M_1 R)}\right]^{1/n}; \qquad (7.44)$$

$$\mu_2 = \left[\frac{\Delta\overline{T}}{C + DM_1}\right]^{1/k}. \qquad (7.45)$$

Расчеты охлаждения и осушки воздуха следует вести так, чтобы в результате расчета коэффициенты μ_1 и μ_2 оказались бы равны между собой, а процессы повышения теплосодержания воздуха — только по формуле (7.44), считая, что процесс заканчивается при $\varphi_2 = 92 \div 97\%$.

Процессы адиабатического увлажнения рассчитываются по формуле

$$\mu_{ув} = \left[\frac{\Delta\overline{T}}{LR^m}\right]^{1/n} B. \qquad (7.46)$$

В формулах (7.40)—(7.46) приняты следующие обозначения:

A, C, D, L, B — численные коэффициенты, приведенные в табл. 7.8 и на рис. 7.24;

m, n, k — показатели степени, приведенные также в табл. 7.8.

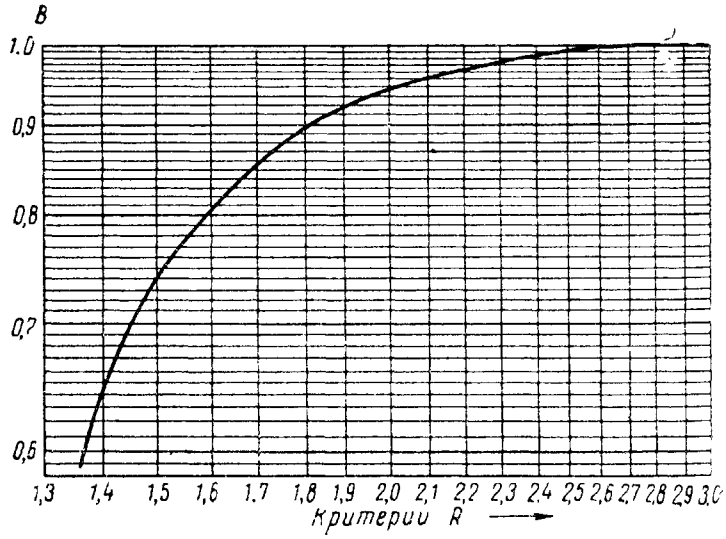


Рис. 7.24. График для определения понижающих коэффициентов B [к формуле (7.46)] при зимних процессах адиабатического увлажнения воздуха

Коэффициент орошения μ в случае осушения или нагрева с увлажнением насыщенного воздуха определяется по следующей формуле:

$$\mu = \left[\frac{I_1 - I_2}{Ac'_p\left(t_р - t_{вн}\right)R^{0,7}}\right]^{\frac{1}{m}}. \qquad (7.46,а)$$

Таблица 7.8

Процессы обработки воздуха	Характеристика камер орошения	Диаметр выходного отверстия форсунок в *мм*	Формулы (7.41)—(7.46,*а*)							Пределы величин, входящих в формулы (7.43)—(7.46,*а*)									
			A	*C*	*D*	*L*	*m*	*n*	*k*	M_1		*R*		M_1R		$t_{c1}-t_p$		μ	
										от	до	от	до	от	до	от	до	от	до
Понижение теплосодержания (осушение, сухое охлаждение и увлажнение с охлаждением)	Двух- и трехрядные одноступенчатые с плотностью расположения форсунок 13—18 *шт/м²*	4,5—5 3	0,67 0,7	0,73 0,8	0,49 0,46	— —	0,3 0,3	0,53 0,62	0,35 0,33	—0,2 —0,2	10 10	2,5 2,5	3,7 3,7	—0,5 —0,5	40 40	2,5 2,5	30 30	0,8 0,5	2,2 1,4
	То же, но двухступенчатые	4,5—5	0,88	0,85	0,64	—	0,3	0,55	0,25	—0,2	10	2,5	3,7	—0,5	40	2,5	30	0,8	2
Адиабатическое увлажнение воздуха	Двухрядные одноступенчатые с взаимновстречным распылением воды 13—18 форсунок на 1 *м²*	4,5—5	—	—	—	0,304	0,56	—	0,35	—	—	Равно или более 2,7		—1	—1	4	40	0,6	1,4
	Однорядные с противоточным распылением воды, 13—18 форсунок на 1 *м²*	4,5—5	—	—	—	0,331	0,56	—	0,4	—	—	Равно или более 2,7		—1	—1	4	40	0,35	1
Повышение теплосодержания (увлажнение с охлаждением, изотермическое увлажнение и нагрев с увлажнением)	Двух- и трехрядные одноступенчатые — 13—18 форсунок на 1 *м²*	4,5—5	0,54	—	—	—	0,3	0,53	—	—40	—1,2	2,5	6,5	—	—1,2	2,5	60	0,8	2,2

Значения величин A и m определяются по табл. 7.8, $c'_p = 0{,}246$.

Для облегчения расчетов по формулам (7.44) и (7.45) на рис. 7.25 представлена номограмма, а для определения величины R по формуле (7.43) — номограмма на рис. 7.26.

Для облегчения расчетов адиабатического увлажнения по формуле (7.46) приводится номограмма на рис. 7.27, причем если величина $R<2{,}7$, то коэффициент B находится по графику на рис. 7.24, а для $R>2{,}7$ коэффициент $B=1$.

Оросительные камеры иногда используются в качестве градирен для охлаждения циркуляционной воды. Расчеты этих процессов, протекающих с повышени-

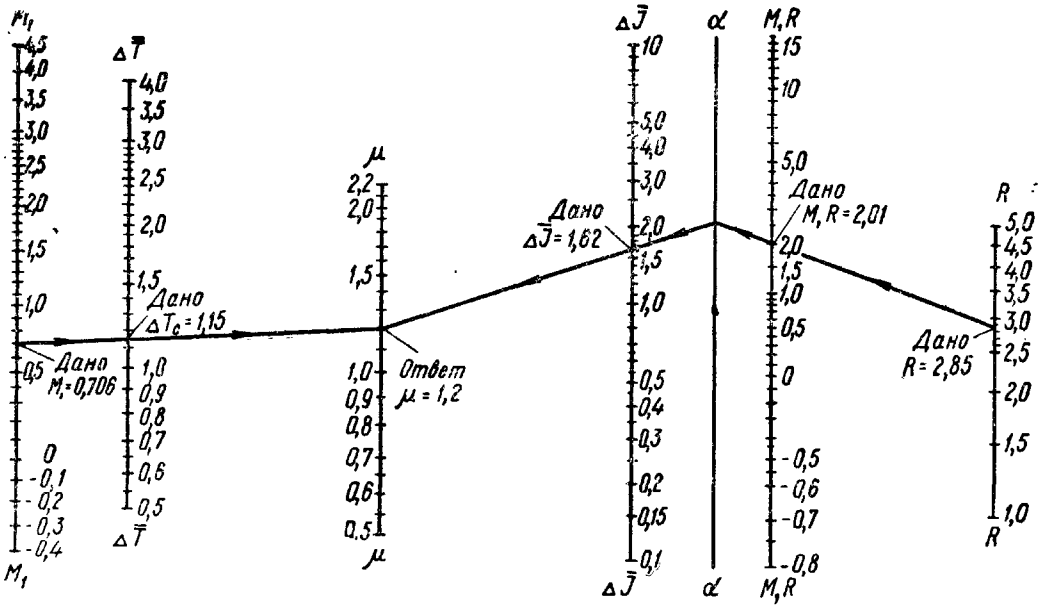


Рис. 7.25. Номограмма для расчета процессов с понижением теплосодержания воздуха в оросительных камерах

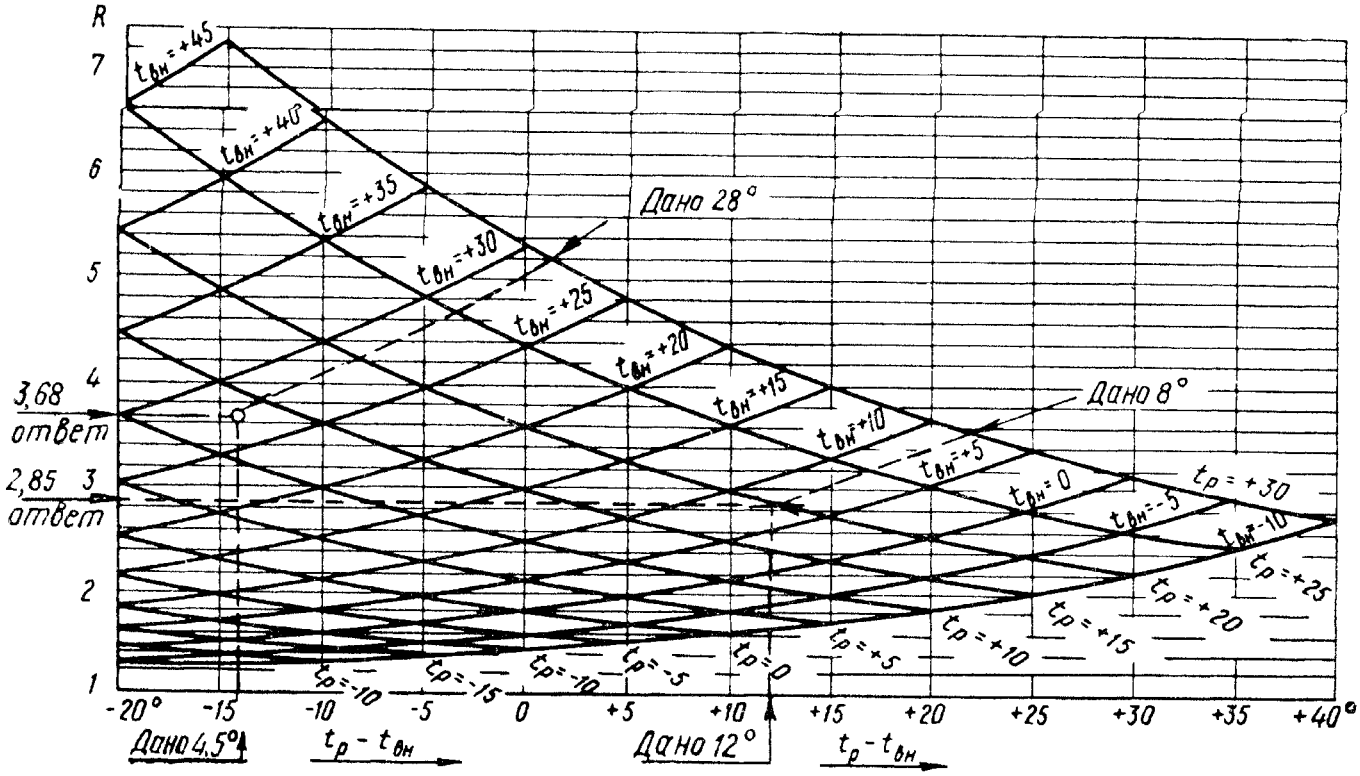


Рис. 7.26. Диаграмма для определения величины R

ем теплосодержания воздуха, следует производить по формуле

$$\Delta\overline{T}_в = 0{,}17\,(1 + M_1 R)\,R^{-0{,}3}\mu^{-0{,}37}, \qquad (7.47)$$

где $\Delta\overline{T}_в = \dfrac{t_{в.к} - t_{в.н}}{t_{с1} - t_р}$ — критерий относительного изменения температуры воды;

$t_{в.к}$ и $t_{в.н}$ — соответственно температура воды после охлаждения и до поступления в оросительную камеру в *град*.

Формула (7.47) действительна для расчета охлаждения воды в одноступенчатых оросительных камерах при форсунках диаметром 3,5 *мм*, плотности расположения 13—18 *шт/м² ряд*, для двух- и трехрядных камер со встречным распылением воды. Для облегчения расчетов по указанной формуле составлена номограмма, приведенная на рис. 7.28.

При применении оросительных камер с плотностью расположения форсунок 24—28 *шт/м²ряд* значения величин $\Delta\overline{I}$ и $\Delta\overline{T}$, полученные по формулам (7.40) и (7.41), должны быть уменьшены соответственно на 6%.

По приведенным выше расчетным формулам и номограммам решаются как прямые задачи по определе-

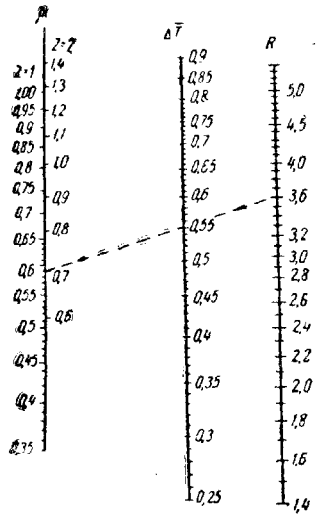


Рис. 7.27. Номограмма для расчета процессов адиабатического увлажнения

Дано: $\Delta T = 0{,}55$; $R = 3{,}6$; $z = 2$; $d_0 = 5$ *мм*.
Определяем $\mu = 0{,}7$ *кг/кг*; $t_{с2} = t_{с1} - \Delta T\,(t_{с1} - t_р)$

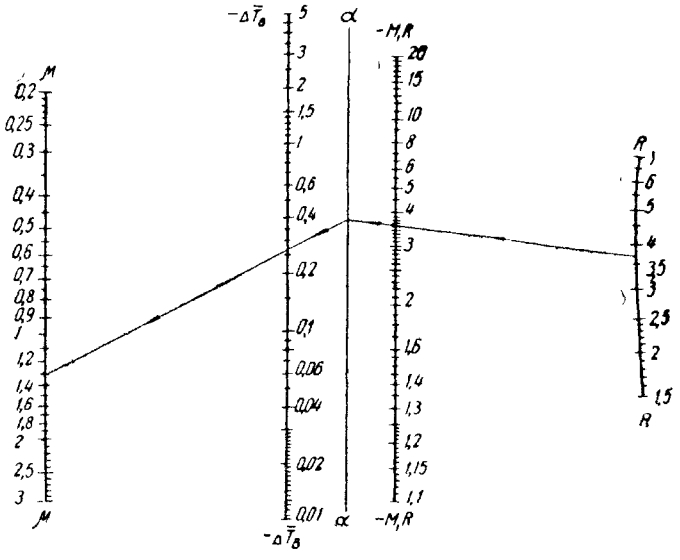


Рис. 7.28. Номограмма для расчета охлаждения воды в оросительных камерах

Дано: $t_{с1} = 28{,}5°$; $I_1 = 12{,}9$ *ккал/кг*; $t_р = 13{,}5°$; $t_{в.н} = 28°$; $t_{в.к} = 24°$. Определить коэффициент орошения μ.

Решение: находим $\Delta\overline{T}_в = \dfrac{24-28}{28{,}5-13{,}5} = -0{,}267$; $M_1 = \dfrac{13{,}5-28}{28{,}5-13{,}5} = -0{,}967$. По рис. 7.26 $R = 3{,}68$; $M_1 R = -3{,}56$.

По рис. 7.28 ответ $\mu = 1{,}31$ *кг/кг*.

нию коэффициентов орошения μ или начальной температуры распыляемой воды $t_{в.н}$ при заданных начальных и конечных параметрах воздуха, так и обратные задачи по нахождению конечных параметров воздуха после орошения I_2 и $t_{с2}$ при заданных коэффициентах орошения μ и значениях $t_{в.н}$.

Приведенные формулы справедливы при давлениях воды перед форсунками в пределах $p_0=0{,}7\div3$ *кГ/см²*, весовой скорости движения воздуха через оросительное пространство $v\gamma=1{,}6\div3$ *кг/м²·сек* и при значениях величин M_1, R, M_1R, $t_{с1}-t_{р1}$ и μ, указанных в табл. 7.8.

Е. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ КАМЕР ОРОШЕНИЯ

Пример 7.1. Требуется охладить в камере орошения 60 000 *м³/ч* воздуха, имеющего температуру 32° С и теплосодержание 15 *ккал/кг* (точка A_1) на рис. 7.19, до температуры 16° С и теплосодержания 10,2 *ккал/кг* (точка $Б_1$). Расчет произвести по методу Промстройпроекта.

Решение. Из построения процесса на I—d-диаграмме (рис. 7.19) находим теоретическую температуру отработанной воды $t'_т=14°$ С. Схема процесса располагается в III секторе I—d-диаграммы; процесс идет с охлаждением и осушкой воздуха.

Выбираем камеру Кд 6002 заводского изготовления с номинальной производительностью 60 000 *м³/ч* (см. приложение III) с расчетным сечением воздушной части 6,6 *м²*.

Средняя весовая скорость воздуха в камере $\frac{60\,000\cdot1{,}2}{3600\cdot6{,}6}=$ $=3$ *кг/м²·сек*; эквивалентный диаметр сечения воздушной части ее $\frac{2\cdot6{,}6}{2{,}57+2{,}57}=2{,}57>1{,}5$ *м* и высота $H=2{,}57$ *м* $>1{,}5$ *м*.

Эффективность заданного процесса теплообмена принимаем по рис. 7.19 и формуле (7.24): $E=\frac{32-16}{32-14}=0{,}89$.

Предполагаем в камере установить форсунки грубого распыла с условным диаметром 4,5 *мм*. Коэффициент орошения определяем по формуле (7.30), так как эквивалентный диаметр и высота камеры больше 1,5 *м* с поправками согласно табл. 7.7

$$\mu=1{,}0\cdot0{,}86\cdot2{,}92\cdot3{,}0^{-0{,}535}\left(\lg\frac{1}{1-0{,}89}\right)^{1{,}175}=1{,}29\ кг/кг,$$

Общий расход воды в камере

$$\frac{1{,}29\cdot60\,000\cdot1{,}2}{1000}=92{,}88\ м^3/ч.$$

К установке принимаем двухрядную камеру, которая, как указано в приложении III, при плотности 18 форсунок на 1 *м²* имеет 240 форсунок.

Производительность каждой форсунки будет

$$\frac{92{,}88}{240}=0{,}387\ м^3/ч.$$

По графику, приведенному в приложении III, форсунки Кд 1002—25 при диаметре выходного отверстия 4,5 *мм* обеспечивают эту производительность, для чего необходимо давление воды 1,5 *кГ/см²*. Условия соответствуют грубому распылу воды в камере.

Температуру воды, подаваемой к форсункам камеры, определяют по формуле (7.27):

$$t'_{в.н}=14-\frac{15-10{,}2}{1{,}29}\cdot\frac{1}{0{,}89}=9{,}8°\ С.$$

Температура отработанной воды в формуле (7.26);

$$t'_{в.к}=9{,}8+(14-9{,}8)\,0{,}89=13{,}5°\ С.$$

Рассмотрим возможность получения заданного охлаждения на $\Delta I_д=15-10{,}2=4{,}8$ *ккал/кг* при подаче меньшего количества более холодной воды.

Задаемся более низким коэффициентом эффективности теплообмена, например $E=0{,}8<0{,}89$. При $\Delta I_д=4{,}8$ *ккал/кг* и $E=0{,}8$ минимальное теоретически достижимое теплосодержание для этого процесса характеризуется величиной

$$I''_т=15-\frac{4{,}8}{0{,}8}=9\ ккал/ч,$$

чему соответствует температура $t''_т=13{,}3°$ С (при $\Phi=100\%$).

Из построения схемы процесса на I—d-диаграмме, прямая $A_1B\,t''_т$ (рис. 7.19), находим теоретически достижимую температуру приготовленного воздуха 16,8° С, соответствующую заданному теплосодержанию $I_2=10{,}2$ *ккал/кг* (точка $Б$).

Из совместного решения уравнений (7.38) и (7.39) при начальной температуре воздуха $t_{с1}=t_{А1}=32°$ С находим, что для достижения заданной температуры $t_{с4}=t_{Б1}=16°$ С при $t_{с2}=t_{Б2}=16{,}8°$ С,

коэффициент орошения должен быть равен:

$$\mu_0=\frac{t_{с1}-t_{с2}-0{,}61\,(t_{с1}-t_{с4})}{0{,}347\,(t_{с1}-t_{с4})}=$$

$$=\frac{32-16{,}8-0{,}61\,(32-16)}{0{,}347\cdot(32-16)}=0{,}98\ кг/кг.$$

С другой стороны, коэффициент орошения в предположении оборудования камеры форсунками диаметром 3,5 *мм* должен быть равен (7.30):

$$\mu'=0{,}893\cdot0{,}86\cdot2{,}92\cdot3^{-0{,}535}\left(\lg\frac{1}{1-0{,}8}\right)^{1{,}175}=0{,}85\ кг/кг.$$

Отношение

$$\frac{\mu_0}{\mu'}=\frac{0{,}98}{0{,}85}=1{,}153,$$

следовательно, при прочих равных условиях коэффициент z в формуле (7.30) должен быть равен: $z=0{,}893\cdot1{,}153=1{,}03$. Исходя из выражения $z=0{,}508\,d^{0{,}45}$ и сообразуясь с выпускаемыми промышленностью форсунками, принимаем диаметр выходного отверстия 4,5 *мм* вместо 3,5 *мм*, намеченных ранее. Тогда расхождение между коэффициентами μ_0 и μ' практически отсутствует, так как при $d=4{,}5$ *мм* коэффициент $z=1$.

Начальная температура воды

$$13{,}3-\frac{15-10{,}2}{0{,}98}\cdot\frac{1}{0{,}80}=7{,}2°\ С.$$

Температура отработанной воды

$$7{,}2+(13{,}3-7{,}2)\,0{,}8=12{,}1°\ С.$$

Расход воды в камере при орошении 0,98 *кг/кг* равен:

$$\frac{60\,000\cdot1{,}2\cdot0{,}98}{1000}=70{,}6\ м^3/ч.$$

Расход воды через одну форсунку:

$$\frac{70{,}6}{240}=0{,}29\ м^3/ч.$$

Необходимо давление воды перед форсунками 1,8 *кг/см²*.

Пример 7.2. Воздух начального состояния $I_1=17{,}9$ *ккал/кг* и $t_{с1}=37°$ С (точка *1*, рис. 7.23) следует охладить и осушить до состояния $I_2=11{,}3$ *ккал/кг* и $t_{с2}=17{,}5°$ С (точка 2), орошая водой с начальной температурой $t_{в.н}=8°$ С.

Обработка воздуха производится в двухрядной камере, оснащенной центробежными форсунками с диаметрами выходных отверстий 5 *мм* при плотности их расположения 18 *шт/м² ряд*. Расчет производим по методу Сантехпроекта.

Решение 1. Из построения процесса на I—d-диаграмме находим точку росы воздуха, соответствующую его начальному состоянию $t_{р1}=20°$ С.

Определяем величины $\Delta\bar{I}$ и $\Delta\bar{T}$ из данных, найденных на I—d-диаграмме по формулам (7.40) и (7.41):

$$\Delta\bar{I}=\frac{17{,}9-11{,}3}{0{,}24\,(37-20)}=1{,}62;$$

$$\Delta\bar{T}=\frac{37-17{,}5}{37-20}=1{,}147$$

и температурный критерий по формуле (7.42):

$$M_1=\frac{20-8}{37-20}=0{,}706.$$

По номограмме на рис. 7.26 при $t_{в.н}=8$, $t_р=20$ и $t_р-t_{вн}=12$ находим критерий $R=2{,}85$. Тогда $M_1R=0{,}706\cdot2{,}85=2{,}01$. Величины M_1; R и M_1R удовлетворяют пределам, приведенным в табл. 7.8 для

одноступенчатых двухрядных камер. Расчет по определению коэффициента орошения μ ведем по номограмме на рис. 7.25 сначала по шкалам справа от шкалы μ и находим $\mu=1{,}2$ *кг/кг*. Затем расчет ведем по шкалам слева от шкалы μ, где находим также $\mu=1{,}2$ *кг/кг*. Так как значения μ совпали, то задача решена и $\mu=1{,}2$ *кг/кг*. Если величины не совпадут, то это означает, что заданные сочетания I_2 и t_{c2} при $t_{в.н}=8°$ не могут быть получены и необходимо изменить значения $t_{в.н}$.

7.5. ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛИ С ОРОШАЕМЫМИ НАСАДКАМИ ИЗ КОЛЕЦ

Охлаждаемый воздух проходит снизу вверх через орошаемый слой фарфоровых колец, высота которых равна их диаметру (25×25×3 *мм*), кольца насыпают на решетку воздухоохладителя (рис. 7.29). Кубический

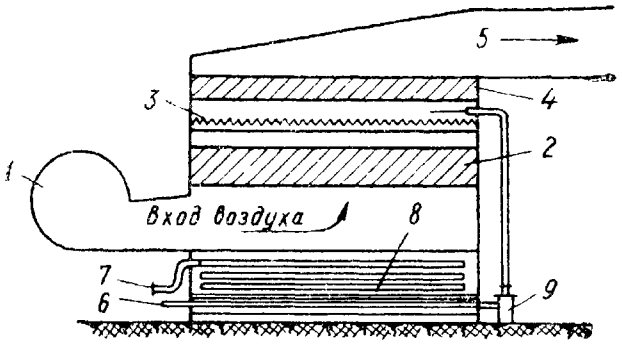


Рис. 7.29. Схема воздухоохладителя с орошаемой насадкой из колец

1 — вентилятор; *2* — рабочий слой колец; *3* — оросительное устройство; *4* — отбойный слой колец; *5* — выход охлажденного воздуха; *6* — вход хладагента; *7* — выход хладагента; *8* — змеевики с хладагентом; *9* — насос

метр таких колец содержит около 50 тыс. шт. с общей поверхностью 220 $м^2$, весом 570 *кг*. Кольца могут быть изготовлены также из тонкого металла или пластика. Слой колец орошается сверху охлаждающей водой или рассолом, равномерно распределяемым желобами открытого типа с зубцами, перфорированными трубками или форсунками крупного распыла.

Толщина рабочего слоя колец 300—400 *мм*, а отбойного — от 100—120 до 200 *мм*, если для орошения применяются форсунки. В поддоне воздухоохладителя иногда размещают змеевики с испаряющимся хладагентом. Змеевики следует устанавливать выше уровня хладоносителя в поддоне, что увеличивает их производительность, а в случае затопления змеевиков в хладоноситель необходимо устраивать принудительную циркуляцию его с помощью мешалки. Если в качестве хладоносителя применяется рассол, то за счет выпадения влаги из охлаждаемого воздуха он будет разжижаться и необходимо предусматривать реконцентраторы, восстанавливающие концентрацию добавлением солей или выпариванием воды.

Обычная скорость воздуха в поперечном сечении воздухоохладителя (брутто) 0,8—1,2 *м/сек*.

Воздухоохладители с орошаемыми насадками применяются для глубокого охлаждения воздуха при одновременной его осушке, т. е. в условиях, характеризуемых III сектором I—d-диаграммы (рис. 7.30).

Количество разбрызгиваемой воды или рассола

$$W = 3600 F v\gamma \mu \ кг/ч. \qquad (7.48)$$

Высота «дождя»

$$B_д = \frac{W}{F\gamma_р} = 3600\, v\gamma \frac{\mu}{\gamma_р} \ м/ч. \qquad (7.49)$$

Коэффициент орошения воздухоохладителя с насадкой из колец

$$\mu = \frac{B_д \gamma_р}{3600 v\gamma} \ кг/кг, \qquad (7.50)$$

где F — общая площадь решетки воздухоохладителя в $м^2$;
$v\gamma$ — весовая скорость воздуха в сечении в $кг/м^2$ *сек*;
$\gamma_р$ — удельный вес рассола или воды в $кг/м^3$.

Высоту дождя для воздухоохладителей с орошаемыми насадками рекомендуется принимать равной 4—5 *м/ч*, чему соответствуют коэффициенты орошения воздуха от 0,8 до 1,5 *кг/кг*.

Воздухоохладители с насадкой из колец рассчитываются по методу А. А. Гоголина. Испытания были произведены над аппаратом с фарфоровыми кольцами 25×25×3 *мм*, лежащими на сетке с живым сечением 85 и 35% и орошаемыми из зубчатых желобов. Расчет основывается на полном количестве тепла, отводимом в воздухоохладителе:

$$Q = L\gamma\,(I_1 - I_2) \ ккал/ч \qquad (7.51)$$

и количестве отводимого явного тепла

$$Q_я = 0{,}24 L\gamma\,(t_{c1} - t_{c2}) = K_я \Delta t_{ср.л} F \ ккал/ч, \qquad (7.52)$$

где $L\gamma$ — количество охлаждаемого воздуха в *кг/ч*;
I_1, I_2 — начальное и конечное теплосодержание охлаждаемого воздуха в *ккал/кг*;
t_{c1}, t_{c2} — начальная и конечная температуры охлаждаемого воздуха в *град*;
$K_я$ — коэффициент явной теплопередачи, отнесенной к 1 $м^2$ общей площади решетки воздухоохладителя, в $ккал/м^2 \cdot ч \cdot град$;
F — общая площадь решетки в воздухоохладителе в $м^2$;
$\Delta t_{ср.л}$ — средняя логарифмическая разность температур воздуха и хладоносителя в *град*, определяемая по формуле

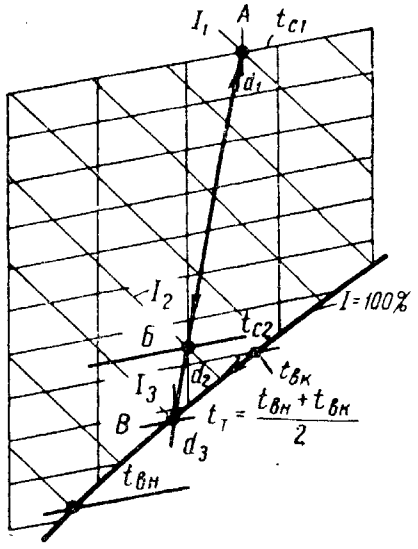


Рис. 7.30. Схема процесса обработки воздуха в воздухоохладителях с орошаемой насадкой, построенная на I—d-диаграмме

$$\Delta t_{ср.л} = \frac{t_{c1} - t_{c2}}{2{,}3 \lg \dfrac{t_{c1} - t_г}{t_{c2} - t_т}}. \qquad (7.53)$$

В формуле (7.53) величина $t_т$ является средней температурой воды или соляного раствора и определяется по формуле

$$t_т = \frac{t_{в.н} + t_{в.к}}{2},$$

где $t_{в.н}$ и $t_{в.к}$ — температура воды или соляного раствора, которые поступают и стекают из воздухоохладителя, в *град* (рис. 7.30).

Из опытов, проведенных ВНИХИ, при орошении колец или желобов были получены две формулы для коэффициента явной теплопередачи:

формула Кобулашвили для раствора хлористого кальция при живом сечении решетки 35%

$$K_я = (0{,}635 + 1{,}36\delta)\left(18{,}4B_д + 742\upsilon B_д^{0{,}6}\right) \text{ ккал/м}^2\cdot\text{ч}\cdot\text{град} \qquad (7.54)$$

и формула Гоголина для воды при живом сечении решетки 85%

$$K_я = (280 + 1640\delta) \times B_д^{0{,}42} (\upsilon\gamma)^{(0{,}5+0{,}6\delta)} \text{ ккал/м}^2\cdot\text{ч}\cdot\text{град}. \qquad (7.55)$$

Для облегчения расчетов по формуле (7.55) приводится номограмма на рис. 7.31.

Формула (7.55) может быть представлена также в виде, удобном для прямого определения коэффициента орошения:

$$\mu = \left[\frac{63{,}86 \lg \dfrac{1}{1-E}}{280 + 1640\delta}\right]^{2{,}38} \gamma_р \; (\upsilon\gamma)^{(0{,}19-1{,}43\delta)} \text{ кг/кг}, \qquad (7.56)$$

где δ — толщина слоя фарфоровых колец 25×25×3 *мм*;

$E = \dfrac{t_{c1} - t_{c2}}{t_{c1} - t_т}$ — эффективность теплообмена (рис. 7.30);

$\gamma_р$ — удельный вес воды или рассола в *кг/м*³.

Величина коэффициента $K_я$ по формуле (7.54) больше, чем по формуле (7.55), что объясняется отсутствием в последнем случае «кипящего» слоя воды у решетки, через которую воздух проходил с меньшими скоростями.

Применение форсунок вместо желобов увеличивает коэффициент $K_я$ за счет теплопередачи в орошаемом пространстве воздухоохладителя и более равномерного распределения охлаждающей воды по кольцам.

Потеря давления при проходе воздуха сквозь орошаемый рабочий слой колец на решетке с 85% живого сечения определяется по формуле Гоголина

$$\Delta P_р = [44\delta + (0{,}75 + 4{,}6\delta) B_д] \upsilon^{2{,}4-\delta} \text{ кГ/м}^2 \qquad (7.57)$$

или по номограмме на рис. 7.32.

Сопротивление отбойного слоя колец 25×25×3 *мм* определяется по формуле

$$\Delta P_0 = 33\delta\upsilon^{1{,}88} \text{ кГ/м}^2 \qquad (7.58)$$

или по номограмме на рис. 7.33.

Пример 7.3. Определить размеры воздухоохладителя с насадкой из орошаемых колец, количество и температуру охлаждающей воды для охлаждения 55 000 *кг/ч* воздуха с температурой t_{c1}=25° С и теплосодержанием I_1=12 *ккал/кг* до параметров t_{c2}=10,2° С и I_2=6,55 *ккал/кг* по схеме на рис. 7.30.

Общее количество тепла, отводимого в воздухоохладителе:

$$Q = 55\,000\,(12 - 6{,}55) = 300\,000 \text{ ккал/ч}.$$

Скорость воздуха при входе в воздухоохладитель принимаем 1,2 *м/сек*, тогда при γ=1,17 *кг/м*³

$$F = \frac{55\,000}{1{,}2 \cdot 1{,}17 \cdot 3600} = 10{,}9 \text{ м}^2.$$

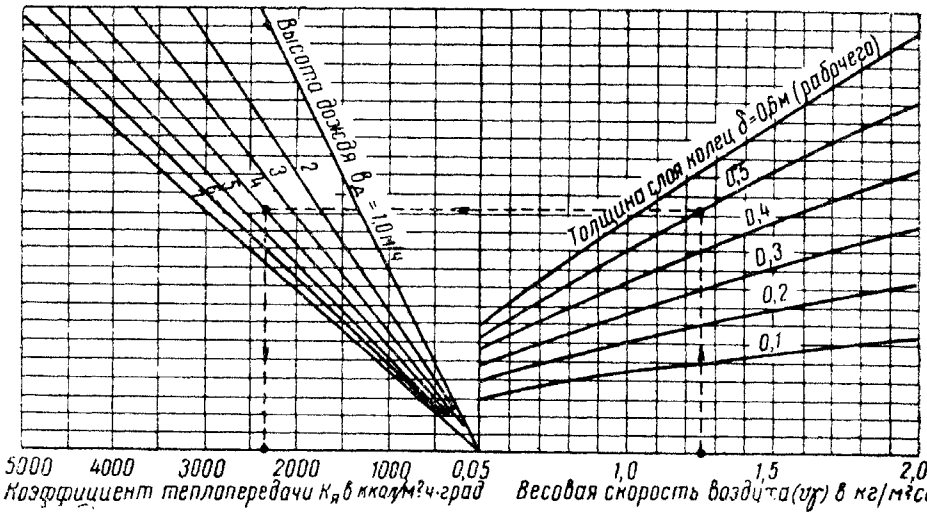


Рис. 7.31. Номограмма А. А. Гоголина для определения коэффициента теплопередачи в воздухоохладителе с орошаемой насадкой из колец

Прямая, проходящая через точки, обозначающие начальное и конечное состояние воздуха (рис. 7.30), заканчивается на линии Ф=100% при $t_т$=6,7° С, соответствующей средней температуре охлаждающей воды.

Эффективность процесса охлаждения

$$E = \frac{25 - 10{,}2}{25 - 6{,}7} = 0{,}809.$$

Принимая толщину слоя орошаемых колец δ=0,35 *м* и $\gamma_р$=1000 *кг/м*³, по формуле (7.56) определяем коэффициент орошения

$$\mu = \left[\frac{63{,}86 \lg \dfrac{1}{1 - 0{,}809}}{280 + 1640 \cdot 0{,}35}\right]^{2{,}38} 1000\,(1{,}20 \cdot 1{,}17)^{0{,}19-1{,}43 \cdot 0{,}35} =$$

$$= 0{,}86 \text{ кг/кг}.$$

Расход воды на орошение

$$55\,000 \cdot 0{,}86 = 46\,000 \text{ л/ч}.$$

Высота дождя по формуле (30.2)

$$B_д = 3{,}6 \cdot 1{,}20 \cdot 1{,}17 \cdot 0{,}86 = 4{,}3 \text{ м/ч}.$$

Общее сопротивление воздухоохладителя прохождению воздуха для рабочего слоя колец по формуле (7.57)

$$\Delta P_р = [14 \cdot 0{,}35 + (0{,}75 + 4{,}6 \cdot 0{,}35)\,4{,}3]\,1{,}2^{2{,}4-0{,}35} = 39{,}5 \text{ кг/м}^2.$$

Высоту отбойного слоя колец принимаем исходя из орошения желобами δ_0=0,1 *м*; сопротивление его по формуле (7.58)

$$\Delta P_0 = 33 \cdot 0{,}1 \cdot 1{,}2^{1{,}88} = 4{,}7 \text{ кГ/м}^2.$$

Общее сопротивление воздухоохладителя

$$\Delta P = 39{,}5 + 4{,}7 = 44{,}2 \text{ кГ/м}^2.$$

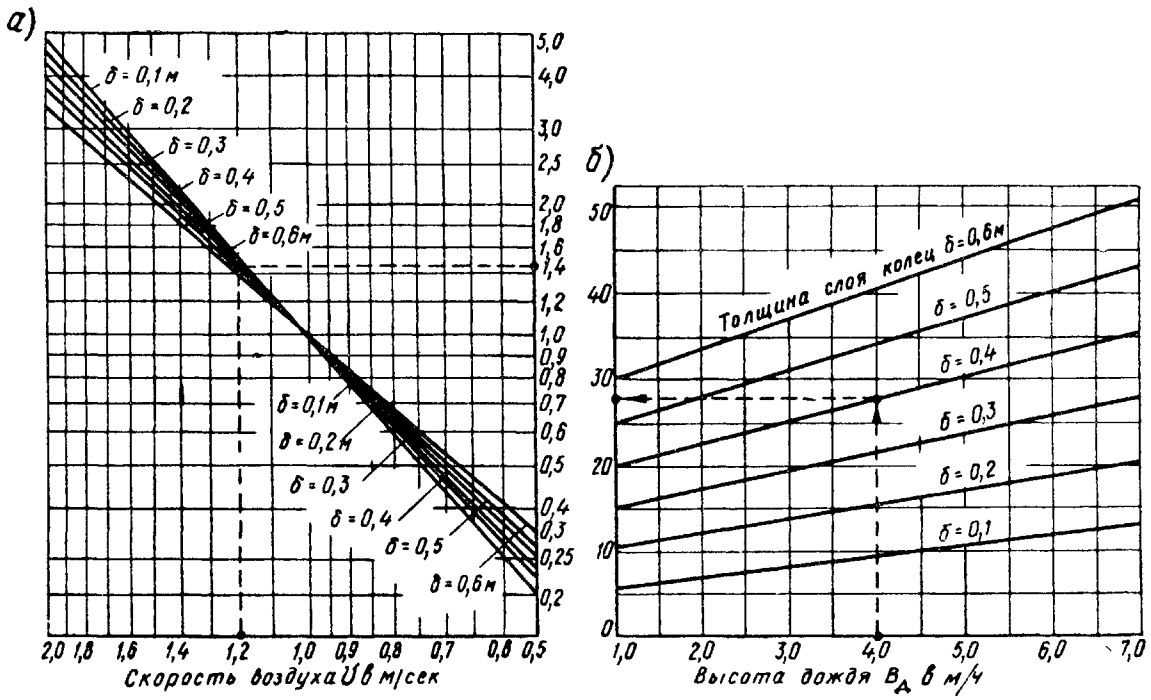


Рис. 7.32. Номограммы А. А. Гоголина для определения сопротивления ΔP орошаемого рабочего слоя фарфоровых колец размером 25×25×3 *мм*

А — номограмма для определения величины $v^{2,4-\delta}$; *Б* — то же, для определения величины $4^{-\delta(0,75+4,6\delta)} B_д$; ΔP определяют как произведения результатов, полученных по номограммам

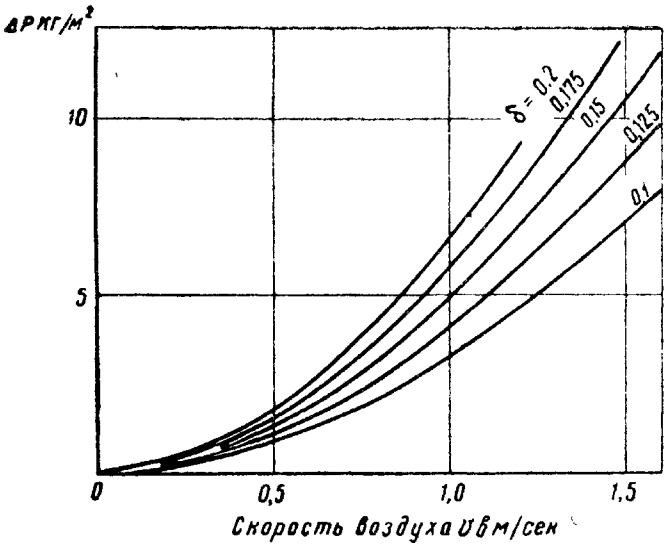


Рис. 7.33. График для определения сопротивления отбойного слоя фарфоровых колец размером 25×25×3 *мм*

7.6. ПОВЕРХНОСТНЫЕ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛИ

А. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Поверхностные воздухоохладители (ПВ) делятся на гладкотрубные и ребристые. Если наружная поверхность воздухоохладителей орошается водой, то воздухоохладители называются орошаемыми.

Воздухоохладители из гладких труб применяются редко, например в установках с высокой начальной влажностью воздуха, если охлаждение связано со значительным образованием инея или льда на охлаждающей поверхности.

Для центральных кондиционеров в НИИСантехники разработано два типа поверхностных воздухоохладителей для работы на хладоносителе воде:

а) из стальных труб с навитыми стальными ребрами (см. приложение III);

б) из алюминиевых труб с ребрами, образованными накаткой из тела трубы.

Номинальная производительность по воздуху воздухоохладителей: 10, 20, 40, 60 и 80 тыс. $м^3/ч$; 3—4-рядные секции.

В настоящее время промышленностью изготовляются только стальные воздухоохладители производительностью 10—80 тыс. $м^3/ч$.

Воздухоохладители, внутри которых испаряется фреон, изготовляют главным образом из медных труб диаметром от 10×1 до 28×1,5 *мм* с латунными, стальными, медными и алюминиевыми ребрами, а в последнее время — из алюминиевых труб с такими же ребрами.

Аммиачные и рассольные воздухоохладители изготовляются обычно из стальных труб диаметром 24×2, 30×2,5, 38×2,5 *мм*, а также из алюминия.

В фреоновых воздухоохладителях с температурами поверхностей выше 0° шаг ребер обычно делают 2—5 *мм*, а при интенсивном выпадении влаги — 3—7 *мм*.

Если температура поверхности ребер опускается ниже 0° и на ней может выпадать иней, то шаг ребер должен быть 9 *мм* и более.

Воздухоохладители автономных кондиционеров, являющиеся одновременно испарителями хладагента, выполняются, как правило, из алюминиевых пластин толщиной 0,2 *мм*, надетых на медные, а иногда на алюминиевые трубы диаметром 8—15 *мм* с шагом 1,8—2 *мм*. Такие поверхности имеют до 900 $м^2$ в 1 $м^3$ объема и весят 0,75 *кг* на 1 $м^2$ поверхности.

По сравнению с описанными стальные ПВ неавтономных центральных кондиционеров имеют только около 200 $м^2$ поверхности на 1 $м^3$ объема и вес около 4 $кг/м^2$.

Для сбора и отвода конденсата под воздухоохладителями следует устанавливать поддоны.

Воздухоохладители высотой более 2 *м* при режимах охлаждения и осушения воздуха следует делить на части по высоте, вводя в промежутки самостоятельные поддоны.

По данным А. А. Гоголина, при весовой скорости воздуха в живом сечении воздухоохладителя 5—6 $кГ/м^2 \cdot сек$ унос капель конденсата не наблюдается; начиная со скорости 8 $кГ/м^2 \cdot сек$ унос становится интенсивным, а при скорости 10 $кГ/м^2 \cdot сек$ почти весь конденсат уносится.

Во избежании уноса конденсата скорости воздуха в живом сечении воздухоохладителя не рекомендуется принимать более 6 $кГ/м^2 \cdot сек$.

Скорость воды, рассолов и хладагентов в трубках воздухоохладителя рекомендуется принимать в пределах от 0,5 до 1,2 *м/сек*.

Б. РАСЧЕТ ПОВЕРХНОСТНЫХ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕЙ ПО МЕТОДУ Д-РА ТЕХН. НАУК А. А. ГОГОЛИНА

Поверхность воздухоохладителя для охлаждения и осушки воздуха определяется по формуле

$$F = \frac{Q}{k\,\Delta t_{ср.л}} = \frac{Q}{\alpha_н\, k_э\, \xi \Delta t_{ср.л.п}}\ м^2, \qquad (7.59)$$

а для охлаждения без осушки воздуха

$$F = \frac{Q_я}{k_я\,\Delta t_{ср.л}} = \frac{Q_я}{\alpha_н\, k_э\, \Delta t_{ср.л.п}}\ м^2, \qquad (7.60)$$

где Q и $Q_я$ — количество полного и явного тепла, отводимого в воздухоохладителе, в *ккал/ч*;

k и $k_я$ — коэффициенты полной и явной теплопередачи от воздуха к хладоносителю или хладагенту в $ккал/м^2 \cdot ч \cdot град$ [см. формулы (7.66)—(7.69), п. 7.6 «Д»];

$\Delta t_{ср.л}$ — средняя логарифмическая разность температур воздуха и хладоносителя в *град* по формуле (7.61);

$\Delta t_{срл.п}$ — средняя логарифмическая разность температур воздуха и наружной поверхности воздухоохладителя в *град* по формуле (7.76);

$\alpha_н$ — коэффициент явного тепловосприятия от воздуха к наружной поверхности воздухоохладителя в $ккал/м^2 \cdot ч \cdot град$ (см. п. 7.6 «Д»);

$k_э$ — коэффициент эффективности ребристой поверхности (безразмерный) по формуле (7.70);

ξ — коэффициент увеличения тепловосприятия к наружной поверхности воздухоохладителя за счет массообмена (безразмерный) по формуле (7.73):

$$\Delta t_{ср.л} = P\,\frac{\Delta t_б - \Delta t_м}{2{,}3 \lg \dfrac{\Delta t_б}{\Delta t_м}}\ град, \qquad (7.61)$$

где $\Delta t_б$ и $\Delta t_м$ — бо́льшая и меньшая разности температур охлаждаемого воздуха и хладоносителя или хладагента:

а) при противотоке

$$\Delta t_б = t_{с\,1} - t_{в.к}\ град; \qquad (7.62)$$

$$\Delta t_м = t_{с\,2} - t_{в.н}\ град; \qquad (7.63)$$

б) при параллельном токе

$$\Delta t_б = t_{с\,1} - t_{в.н}\ град; \qquad (7.64)$$

$$\Delta t_м = t_{с2} - t_{в.к}\ град; \qquad (7.65)$$

$t_{с1}$ — температура воздуха по сухому термометру при входе в воздухоохладитель в *град*;

$t_{с2}$ — температура воздуха по сухому термометру при выходе из воздухоохладителя в *град*;

$t_{в.н}$ — температура хладоносителя при входе в воздухоохладитель в *град*;

$t_{в.к}$ — температура хладоносителя при выходе из воздухоохладителя в *град*;

$t_{в.н} = t_{в.к} = t_а$ — при испарении хладагента внутри воздухоохладителя, где $t_а$ — температура испарения в *град*;

P — поправочный коэффициент применяемый при перекрестном токе воздуха и воды.

Величина коэффициента P определяется по графику на рис. 7.34 при условии, что остальные вычисления по формуле (7.61) сделаны в предположении противотока теплообменивающихся сред. Для противоточных и параллельноточных воздухоохладителей, а также для воздухоохладителей с непосредственным испарением хладагента $P=1$. При $\dfrac{\Delta t_б}{\Delta t_м} \leqslant 1{,}7$ и $P=1$ среднюю логарифмическую разность температур с погрешностью до 2% можно заменить среднеарифметической разностью: $0{,}5(\Delta t_б + \Delta t_м)$ *град*.

Коэффициент теплопередачи определяется по одной из следующих формул:

полный для гладкотрубной поверхности

$$k = \frac{1}{\dfrac{1}{\alpha_н \xi} + \dfrac{\bar{d}}{\alpha_{вн}}} = \frac{\alpha_н\, \alpha_{вн}\, \xi}{\alpha_н\, \bar{d} \xi + \alpha_{вн}}\ ккал/м^2 \cdot ч \cdot град; \qquad (7.66)$$

полный для ребристой поверхности

$$k = \frac{1}{\dfrac{1}{\alpha_н\, \xi k_э} + \dfrac{k_{ор}}{\alpha_{вн}}} =$$

$$= \frac{\alpha_н\, \alpha_{вн}\, \xi k_э}{\alpha_н\, \xi k_{ор}\, k_э + \alpha_{вн}}\ ккал/м^2 \cdot ч \cdot град. \qquad (7.67)$$

явной теплопередачи для гладкотрубной поверхности

$$k_я = \frac{1}{\dfrac{1}{\alpha_н} + \dfrac{\bar{d}}{\alpha_{вн}}} = \frac{\alpha_н\, \alpha_{вн}}{\alpha_н\, \bar{d} + \alpha_{вн}}\ ккал/м^2 \cdot ч \cdot град; \qquad (7.68)$$

явной теплопередачи для ребристой поверхности

$$k_я = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_н k_э} + \frac{k_{ор}}{\alpha_{вн}}} =$$

$$= \frac{\alpha_н \alpha_{вн} k_э}{\alpha_н k_э k_{ор} + \alpha_{вн}} \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}; \quad (7.69)$$

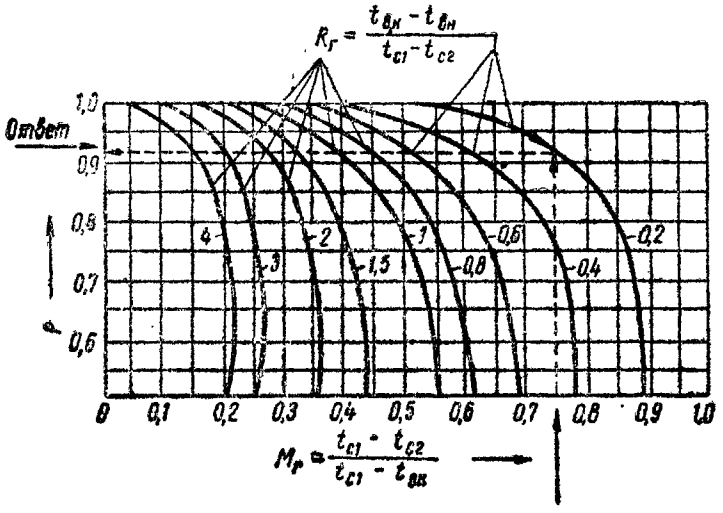


Рис. 7.34. График для определения поправочного коэффициента P при перекрестном токе воздуха и холодоносителя в воздухоохладителе

где $\alpha_н$ — коэффициент восприятия тепла наружной поверхностью воздухоохладителя (см. п. 7.6 Д) в *ккал/м² · ч · град*;

$\alpha_{вн}$ — коэффициент теплоотдачи от внутренней поверхности к хладоносителю или хладагенту (см. п. 7.6 Д) в *ккал/м² · ч · град*);

$k_{ор} = \frac{F}{F_т}$ — коэффициент оребрения, являющийся отношением общей наружной поверхности воздухоохладителя F *м²* (наружная поверхность труб + поверхность ребер) к внутренней поверхности труб $F_т$ *м²*;

$\bar{d} = \frac{d_н}{d_{вн}}$ — отношение наружного диаметра труб $d_н$ в *м* к внутреннему $d_{вн}$;

$k_э$ — коэффициент эффективности ребристой поверхности зависит от коэффициента эффективности ребра $k_{э.р}$ и практически равен ему при $k_{э.р} \geqslant 0{,}85$ и $k_{ор} > 10$; $k_э$ — характеризует сопротивление теплопередаче от ребер к хладоносителю или хладагенту и определяется по формуле

$$k_э = k_{э.р} + \frac{1}{k_{ор}} (1 - k_{э.р}). \quad (7.70)$$

Величина $k_{э.р} \approx k_э$ характеризует отклонение температуры на поверхности ребер от температуры на поверхности труб и осушающую способность ребер; во избежание резкого снижения осушающей способности воздухоохладителя не следует допускать $k_{э.р} < 0{,}85$.

Коэффициент эффективности ребер, приваренных вдоль трубы или навитых на трубу, определяется по формуле (7.71) или с помощью графика на рис. 7.35:

$$k_{э.р} = \frac{\text{th}\,(h\sqrt{B'})}{h\sqrt{B'}}. \quad (7.71)$$

Здесь h — высота ребра в *м*;
th — обозначение гиперболического тангенса.

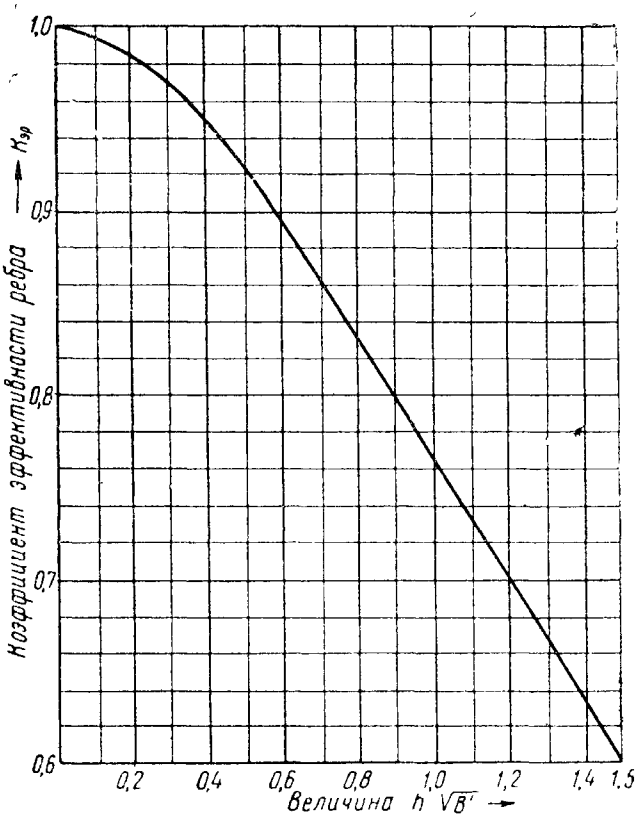


Рис. 7.35. График для определения коэффициента эффективности ребер $k_э$, приваренных вдоль трубы или навитых на трубу

Величина B' определяется по формуле

$$B' = 2\frac{\alpha_н \xi}{\delta\lambda}, \quad (7.72)$$

где $\alpha_н$ — коэффициент тепловосприятия наружной поверхности в *ккал/м · ч · град*;

δ — толщина ребра в *м*;

λ — теплопроводность материала ребра (табл. 7.9) в *ккал/м · ч · град*;

ξ — коэффициент увеличения тепловосприятия за счет массообмена, выражающегося в конденсации влаги на поверхности.

Значение ξ определяется на основе схемы процесса обработки воздуха, построенной на I—d-диаграмме (рис. 7.36) по формуле

$$\xi = \frac{I_1 - I_2}{0{,}24\,(t_{с1} - t_{с2})}. \quad (7.73)$$

Для пластинчатых поверхностей коэффициент эффективности ребер определяется по формулам (7.71)—(7.73), причем действительная высота ребра h в формуле (7.71) заменяется условной:

$$h = \frac{s_м - d_н}{2}(1 + 0{,}805 \lg \rho)\ м, \qquad (7.74)$$

где

$$\rho = A \frac{s_м}{d_н} \sqrt{\frac{s_б}{s_м} - b}\ ; \qquad (7.75)$$

$s_м$ и $s_б$ — меньшее и большее расстояния между осями соседних труб воздухоохладителя в *м*;
$d_н$ — наружный диаметр труб в *м*;
A — коэффициент, равный 1,28 для коридорного и 1,27 для шахматного расположения труб;
b — величина, равная 0,2 для коридорного и 0,3 для шахматного расположения труб.

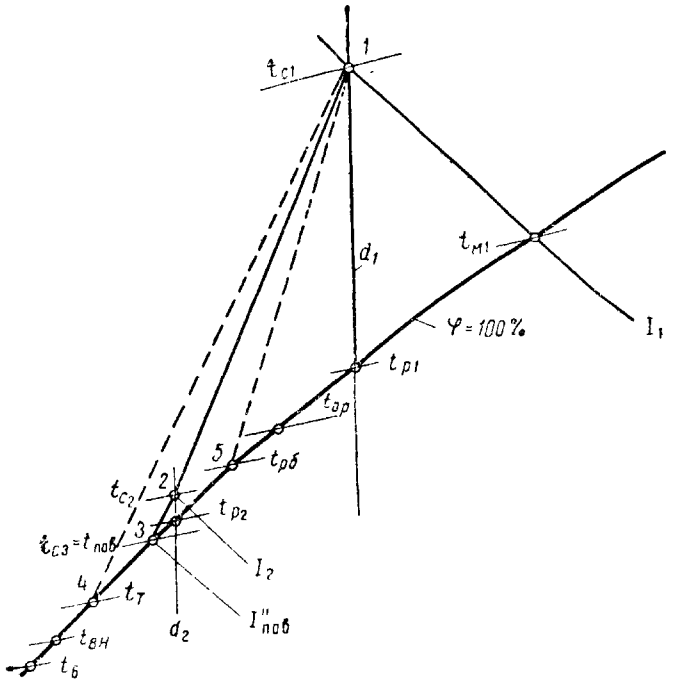


Рис. 7.36. Схема процесса охлаждения воздуха в поверхностном воздухоохладителе, построенная на *I—d*-диаграмме

Таблица 7.9

Теплопроводность материалов λ при 0°, употребляемых при изготовлении воздухоохладителей

Материал	λ в *ккал/м·ч·град*
Алюминий	180
Дюралюминий: 94—96% Al, 3—5% Cu	137
Железо техническое	62
Сталь углеродистая	39—43
Медь	335
Латунь:	
90% Cu, 10% Zn	88
67% Cu, 33% Zn	86
Бронза: 57% Cu, 37% Zn, 2,3% Mn	60
Цинк	97

На схеме изменения состояния воздуха при контакте его с ребристой поверхностью (рис. 7.36) прямая *1—4* представляет процесс, соответствующий соприкосновению воздуха, имеющего температуру t_{c1}, с трубами, имеющими температуру $t_т$; прямая *1—5* — при соприкосновении с ребрами, имеющими среднюю температуру $t_{рб}$, а прямая *1—3* — процесс в целом, отнесенный к суммарной средней температуре поверхности $t_з = t_{пов}$.

Температура $t_з$ — это предельно высокая средняя температура поверхности, при которой еще может быть получен заданный процесс охлаждения и осушения воздуха, если коэффициент эффективности ребер $k_{э.р} \geqslant 0{,}85$.

При понижении средней суммарной температуры поверхности ниже предельной $t_з$, например до t_6 (см. рис. 7.36), заданный процесс охлаждения и осушки воздуха может быть получен при меньших поверхностях воздухоохладителя.

Отправным параметром расчета является средняя температура наружной поверхности воздухоохладителя $t_{пов} \leqslant t_з$, а искомыми — поверхность воздухоохладителя F в $м^2$ и температуры хладоносителя $t_{в.н}$ и $t_{в.к}$ или хладагента $t_а$.

Поверхность рассчитывается по формулам (7.59) и (7.60). Для этого расчета и для определения температур $t_{в.н}$, $t_{в.к}$ или $t_а$ следует найти среднюю логарифмическую разность температур воздуха и поверхности по формуле (7.76).

$$\Delta t_{ср.л.п} = \frac{\Delta t_{б.п} - \Delta t_{м.п}}{2{,}3 \lg \dfrac{\Delta t_{б.п}}{\Delta t_{м.п}}}\ град, \qquad (7.76)$$

где

$$\Delta t_{б.п} = t_{с1} - t_{пов}\ град; \qquad (7.77)$$

$$\Delta t_{м.п} = t_{с2} - t_{пов}\ град. \qquad (7.78)$$

Средняя логарифмическая разность температур между воздухом и хладоносителем находится по формуле

$$\Delta t_{ср.л} = \frac{\alpha_н \xi}{k} \Delta t_{ср.л.п}, \qquad (7.79)$$

где k и ξ определяются по формулам (7.66)—(7.69) и (7.73), а $\alpha_н$ и в некоторых случаях k — по формулам, приведенным в п. 7.6 «Д».

Задавшись разностью температур хладоносителя $\Delta t_в$, находят начальную температуру хладоносителя по формулам:

а) для противоточных и перекрестно-противоточных воздухоохладителей

$$t_{в.н} = \frac{C_1 t_{с2} + \Delta t_в - t_{с1}}{C_1 - 1}\ град, \qquad (7.80)$$

где C_1 — число, логарифм которого равен:

$$P \frac{t_{с1} - t_{с2} - \Delta t_в}{2{,}3\, \Delta t_{ср.л}}\ град; \qquad (7.81)$$

б) для параллельноточных воздухоохладителей

$$t_{в.н} = \frac{C_2 (t_{с2} - \Delta t_в) - t_{с1}}{C_2 - 1}\ град, \qquad (7.82)$$

где C_2 — число, логарифм которого равен:

$$P \frac{t_{с1} - t_{с2} + \Delta t_в}{2{,}3 \Delta t_{ср.л}}\ . \qquad (7.83)$$

Для воздухоохладителей с непосредственным испарением хладагента температура испарения определяется по формуле

$$t_a = \frac{C_3 t_{ср} - t_{с1}}{C_3 - 1} \; град, \qquad (7.84)$$

где C_3 — число, логарифм которого равен:

$$\frac{t_{с1} - t_{с2}}{2{,}3\,\Delta t_{ср.л}}. \qquad (7.85)$$

В. РАСЧЕТ РЕБРИСТЫХ ПОВЕРХНОСТНЫХ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕЙ ПО МЕТОДУ Д-РА ТЕХН. НАУК Е. Е. КАРПИСА

Метод учитывает влияние на теплообмен начальных и конечных параметров воздуха и хладоносителя с помощью температурного критерия

$$\overline{T}_0 = \frac{t_{с1} - t_{м1}}{t_{с1} - t_{в.н}}, \qquad (7.86)$$

входящего в состав формул, определяющих коэффициент теплопередачи (см. п. 7.6 Д), составленных по схеме

$$k = A\,(v\gamma)^m\,\omega^n\,\overline{T}_0^{\,p} \; ккал/м^2 \cdot ч \cdot град,$$

где $v\gamma$ — весовая скорость воздуха в живом сечении воздухоохладителя в $кг/м^2 \cdot сек$;
ω — скорость воды в трубах в $м/сек$;
$t_{м1}$ — температура воздуха по мокрому термометру (см. рис. 7.36) при входе в воздухоохладитель в $град$;
$t_{с1}$ и $t_{в.н}$ — как для формул (7.62)—(7.65).

При перекрестно-противоточном движении воздуха и хладоносителя температура хладоносителя при выходе из воздухоохладителя определяется из условия

$$t_{в.к} \leqslant t_{р\,2} - 1 \; град, \qquad (7.87)$$

где $t_{р2}$ — температура точки росы воздуха, выходящего из воздухоохладителя.

Определение температур, входящих в расчет, следует производить по схеме процесса, построенного на I—d-диаграмме (рис. 7.36), поверхностей F по формулам (7.59) и (7.60).

Г. РАСЧЕТ РЕБРИСТЫХ ПОВЕРХНОСТНЫХ ОРОШАЕМЫХ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕЙ (ПВО) ПО МЕТОДУ Д-РА ТЕХН. НАУК Е. Е. КАРПИСА

Поверхностные орошаемые воздухоохладители ПВО являются комбинацией из обычных ПВ и камер орошения, работающих на рециркуляционной воде.

Орошаемые воздухоохладители обеспечивают возможность охлаждения при одновременной осушке или увлажнении воздуха, а в комбинации с калориферами первого подогрева — нагрев и увлажнение воздуха, т. е. круглогодичное поддержание заданной влажности в помещениях.

НИИСантехники разработана серия ПВО (приложение III).

Воздухоохладители орошаются водой из форсунок с выходным отверстием диаметром 4—5 *мм* при давлении около 1,5 $кГ/см^2$. Ребра орошаемых воздухоохладителей располагаются в вертикальной плоскости.

Таблица 7.10

Поправочные коэффициенты $\overline{\alpha}_н$, $\overline{k}_я$, $\overline{k}$ для расчета орошаемых воздухоохладителей, работающих в режиме охлаждения и одновременного осушения воздуха, при скорости воды в трубках ω от 0,6 до 1 $м/сек$ (соответствует первой и второй цифрам каждой строки)

Весовая скорость воздуха в $кг/м^2 \cdot сек$	Поправочный коэффициент	Четырехрядный воздухоохладитель, критерий $\overline{T}_0$					Восьмирядный воздухоохладитель, критерий $\overline{T}_0$				
		0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5
3	$\overline{\alpha}_н$	1,68—1,6	1,79—1,69	1,89—1,79	1,99—1,88	2,07—1,96	1,2—1,22	1,23—1,25	1,26—1,27	1,28—1,29	1,3—1,32
	$\overline{k}_я$	1,61—1,55	1,69—1,62	1,76—1,69	1,82—1,75	1,88—1,81	1,1	1,11	1,13	1,14	1,15
	$\overline{k}$	1,58—1,7	1,6—1,72	1,62—1,74	1,64—1,76	1,65—1,78	—	—	1,14—1,15	—	—
4	$\overline{\alpha}_н$	1,7—1,61	1,81—1,71	1,92—1,82	2,02—1,91	2,1—1,99	1,23—1,25	1,26—1,28	1,29—1,3	1,31—1,33	1,33—1,35
	$\overline{k}_я$	1,59—1,53	1,67—1,6	1,74—1,67	1,8—1,72	1,86—1,78	1,12	1,14	1,15	1,16	1,17
	$\overline{k}$	1,55—1,67	1,57—1,69	1,59—1,71	1,61—1,74	1,63—1,75	—	—	1,16—1,17	—	—
5	$\overline{\alpha}_н$	1,72—1,63	1,84—1,74	1,94—1,84	2,04—1,93	2,13—2,01	1,26—1,28	1,29—1,31	1,31—1,33	1,34—1,35	1,36—1,38
	$\overline{k}_я$	1,57—1,51	1,65—1,58	1,72—1,65	1,78—1,71	1,84—1,76	1,14	1,15	1,17	1,18	1,19
	$\overline{k}$	1,53—1,65	1,55—1,67	1,57—1,69	1,59—1,71	1,6—1,73	—	—	1,18—1,19	—	—
6	$\overline{\alpha}_н$	1,74—1,65	1,85—1,75	1,96—1,85	2,05—1,95	2,15—2,03	1,29—1,30	1,31—1,33	1,34—1,35	1,36—1,38	1,39—1,4
	$\overline{k}_я$	1,56—1,5	1,63—1,57	1,7—1,63	1,76—1,69	1,82—1,75	1,15	1,17	1,18	1,19	1,21
	$\overline{k}$	1,51—1,63	1,54—1,65	1,55—1,67	1,57—1,69	1,59—1,71	—	—	1,19—1,2	—	—
7	$\overline{\alpha}_н$	1,76—1,66	1,87—1,77	1,98—1,87	2,08—1,96	2,17—2,05	1,3—1,32	1,33—1,35	1,36—1,37	1,3—1,4	1,41—1,42
	$\overline{k}_я$	1,55—1,48	1,62—1,56	1,69—1,62	1,75—1,68	1,81—1,73	1,16	1,18	1,19	1,21	1,22
	$\overline{k}$	1,5—1,61	1,52—1,64	1,54—1,66	1,56—1,68	1,57—1,69	—	—	1,2—1,21	—	—

Примечание. С достаточной для практики точностью значения, лежащие в указанных пределах, можно определять линейной интерполяцией.

В табл. 7.10 приведены поправочные множители $\bar{\alpha}_н$, $\bar{k}_я$ и $\bar{k}$, представляющие отношения коэффициентов тепловосприятия $\alpha_{н.ор}$, явной теплопередачи $k_{я.ор}$ и полной теплопередачи $k_{ор}$ в орошаемых воздухоохладителях к соответствующим коэффициентам в аналогичных неорошаемых воздухоохладителях.

Поправочные множители относятся лишь к испытанным воздухоохладителям конструкции НИИСантехники, но при ориентировочных расчетах ими можно пользоваться и для других конструкций.

Д. КОЭФФИЦИЕНТЫ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ, ТЕПЛОВОСПРИЯТИЯ, ТЕПЛООТДАЧИ И ДРУГИЕ РАСЧЕТНЫЕ ДАННЫЕ

Данные о коэффициентах полной теплопередачи и о коэффициентах тепловосприятия наружной поверхностью, полученные НИИСантехники на четырех типовых стальных воздухоохладителях центральных кондиционеров, имевших спирально навитое оребрение, приведены в табл. 7.11 в виде формул (7.88) — (7.95) для неорошаемых воздухоохладителей и (7.96) — (7.99) — для орошаемых воздухоохладителей.

Коэффициенты тепловосприятия, приведенные в табл. 7.11, включают поправку на эффективность ребер и увеличение теплообмена за счет конденсации влаги, т. е. даны в виде произведения $\alpha_н k_э \xi$, входящего в формулу (7.59) и $\alpha_н k_э$ — в формулу (7.60).

Вспомогательный график для расчета по этим и другим формулам приведен на рис. 7.37, *а* и *б*. Формулы могут быть применены (в первом приближении) к расчету воздухоохладителей с алюминиевыми трубками конструкции НИИСантехники, вводя поправочный коэффициент 1,3.

Коэффициенты явной теплопередачи $k_я$ для воздухоохладителей можно принимать равными 80% соответствующих коэффициентов для воздухонагревателей аналогичной конструкции. Для ориентировочных расчетов можно принять также $k \approx \xi k_я$, где ξ — коэффициент увеличения тепловосприятия за счет массообмена по формуле (7.73).

Таблица 7.11

Экспериментальные данные НИИСантехники о коэффициентах стальных воздухоохладителей

Воздухоохладитель	Режим работы воздухоохладителя	Коэффициент, номер формулы	4-рядный	Коэффициент, номер формулы	8-рядный
Неорошаемый	Охлаждение (явное)	$\alpha_н k_э$ (7.88) $k_я$ (7.90)	$7{,}76\,(v\gamma)^{0{,}49}\,\omega^{0{,}12}$ $8{,}36\,(v\gamma)^{0{,}44}\,\omega^{0{,}18}$	$\alpha_н k_э$ (7.89) $k_я$ (7.91)	$7{,}7\,(v\gamma)^{0{,}65}\,\omega^{0{,}05}$ $8{,}4\,(v\gamma)^{0{,}57}\,\omega^{0{,}13}$
	Охлаждение и осушение	$\alpha_н k_э \xi$ (7.92) k (7.94)	$8{,}97\,(v\gamma)^{0{,}56}\,\omega^{0{,}15}\cdot \bar{T}_0^{0{,}14}$ $\dfrac{8{,}82\,(v\gamma)^{0{,}29}\,\omega^{0{,}22}}{\bar{T}_0^{0{,}6}}$	$\alpha_н k_э \xi$ (7.93) k (7.95)	$9{,}1\,(v\gamma)^{0{,}61}\,\omega^{0{,}1}\,\bar{T}_0^{0{,}24}$ $\dfrac{12{,}8\,(v\gamma)^{0{,}35}\,\omega^{0{,}25}}{\bar{T}_0^{0{,}38}}$
Орошаемый	Охлаждение и осушение	$\alpha_н k_э \xi$ (7.96) k (7.98)	$22\,(v\gamma)^{0{,}61}\,\omega^{0{,}042}\,\bar{T}_0^{0{,}55}$ $\dfrac{17{,}87\,(v\gamma)^{0{,}23}\,\omega^{0{,}37}}{\bar{T}_0^{0{,}51}}$	$\alpha_н k_э \xi$ (7.97) k (7.99)	$12\,(v\gamma)^{0{,}7}\,\omega^{0{,}12}\,\bar{T}_0^{0{,}39}$ $\dfrac{13{,}8\,(v\gamma)^{0{,}41}\,\omega^{0{,}27}}{\bar{T}^{0{,}38}}$

Формулы действительны при $0{,}38<\omega<1{,}15$ и $0{,}3<\bar{T}_0<0{,}6$.

По данным А. А. Гоголина, коэффициент тепловосприятия (явного) наружной поверхностью пластинчатого воздухоохладителя:

при коридорном расположении труб

$$\alpha_н = 6{,}46 d_э^{0{,}305}\, d_н^{-0{,}6}\,(v\gamma)^{-0{,}705}\ ккал/м^2 \cdot ч \cdot град; \quad (7.100)$$

при шахматном расположении труб

$$\alpha_н = 4{,}16 d_э^{0{,}095}\, d_н^{-0{,}5}\,(v\gamma)^{0{,}595}\ ккал/м^2 \cdot ч \cdot град. \quad (7.101)$$

Коэффициент тепловосприятия (явного) наружной поверхностью гладкотрубного воздухоохладителя равен:

при коридорном расположении труб

$$\alpha_н = 1{,}3 k_z\, d_н^{-0{,}35}\,(v\gamma)^{0{,}65}\ ккал/м^2 \cdot ч \cdot град; \quad (7.102)$$

при шахматном расположении труб

$$\alpha_н = 1{,}48 k_z\, d_н^{-0{,}4}\,(v\gamma)^{0{,}6}\ ккал/м^2 \cdot ч \cdot град, \quad (7.103)$$

где

$$d_э = \frac{2(s_1 - d_н)(s_р - \delta)}{(s_1 - d_н) + (s_р - \delta)}\ м, \quad (7.104)$$

$d_н$ — наружный диаметр труб в *м*;
s_1 — шаг труб в плоскости, перпендикулярной направлению движения воздуха, в *м*;
$s_р$ — шаг ребер в *м*;
δ — толщина ребер в *м*;
$v\gamma$ — весовая скорость воздуха в живом сечении воздухоохладителя в $кг/м^2 \cdot сек$;
k_z — коэффициент, учитывающий число рядов труб на пути движения воздуха, по табл. 7.12.

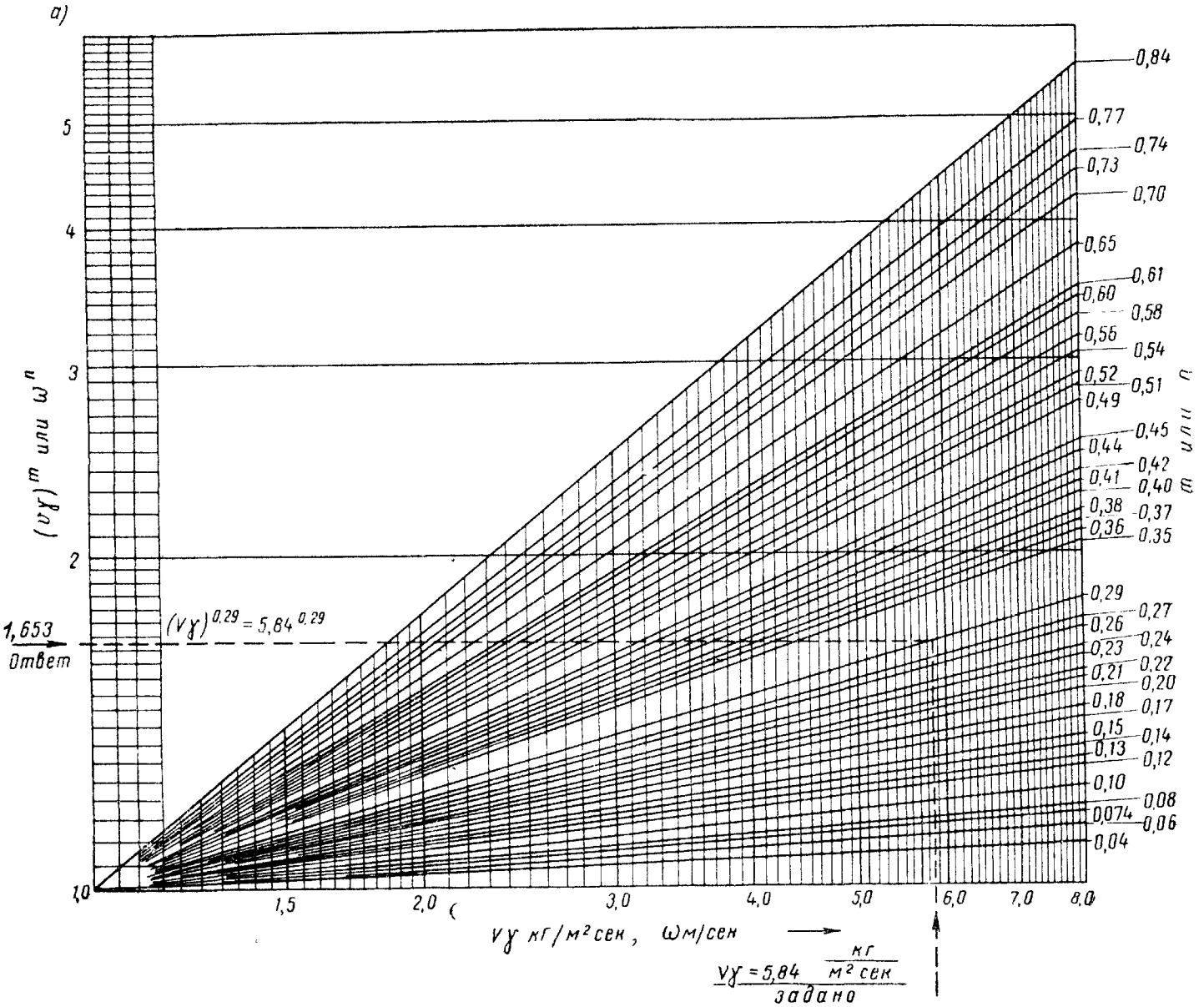


Рис. 7.37. Вспомогательный график для расчета коэффициентов $\alpha_н$, $k_я$, k в *ккал/м²·ч·град*

Таблица 7.12

Поправочный коэффициент k_z, учитывающий число рядов труб на пути движения воздуха

Расположение труб	Величины коэффициента k_z при числе рядов труб												
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13 и более
Коридорное	0,6	0,68	0,79	0,81	0,84	0,86	0,89	0,92	0,94	0,95	0,96	0,97	0,98
Шахматное	0,6	0,7	0,8	0,84	0,88	0,90	0,91	0,93	0,95	0,97	0,98	0,98	0,98

Коэффициент теплоотдачи от внутренней поверхности труб к хладоносителю воде или рассолу, по данным М. А. Михеева:

$$\alpha_{вн} = B\psi \frac{\omega^{0,8}}{d_{вн}^{0,2}} \; ккал/м^2 \cdot ч \cdot град, \qquad (7.105)$$

где $B = 1230 + 19t_в$ — для воды; (7.106)

B — для растворов хлористого натрия и хлористого кальция (табл. 7.13);

ω — скорость движения хладоносителя в трубках в *м/сек*;

$t_в$ — средняя температура холодной воды в *град*;

ψ — коэффициент, зависящий от числа Рейнольдса $Re = \frac{\omega d_{вн}}{\vartheta}$, где ϑ — кинематическая вязкость жидкости в *м²/сек*.

при Re=2500 ψ=0,4 ; при Re=5000 ψ=0,9 ;
„ Re=3000 ψ=0,6 ; „ Re=6000 ψ=0,95;
„ Re=3500 ψ=0,73; „ Re=7000 и более ψ=1
„ Re=4000 ψ=0,8 ;

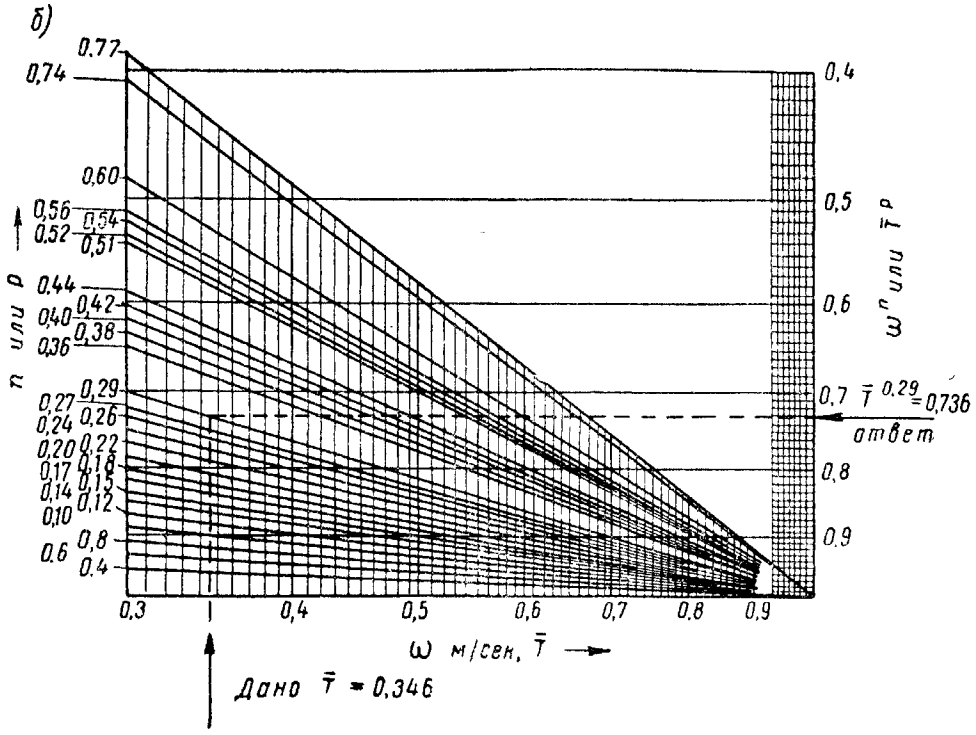


Таблица 7.13

Величины коэффициента B для растворов хлористого натрия и хлористого кальция

Удельный вес растворов $\gamma_ж$ при 15° С в $кг/м^3$	Величина коэффициента B при температуре растворов в *град*		
	0	—5	—10
Раствор NaCl			
1060	1210	1100	—
1120	1123	1029	920
1175	1030	915	824
Раствор $CaCl_2$			
1130	1063	—	857
1200	913	—	754
1250	804	—	655

Коэффициент тепловосприятия для фреонов 12; 22 и 142 при кипении в горизонтальной трубе, по данным С. Н. Богданова, зависит от следующих величин и выражен формулами (7.107)—(7.117), приведенными в табл. 7.14.

$d_{вн}$ — внутренний диаметр трубы в *м*;
q — удельная нагрузка на внутреннюю поверхность трубы в *ккал/м² · ч*;
ω' — скорость течения жидкого фреона в трубе в *м/сек*;
G — количество фреона, пропускаемого через трубу, в *кг/ч*;
t_0 — температура кипения хладагентов в *град*.

Для аммиака при температурах кипения от —40 до 0° С, по данным Л. М. Розенфельда и А. Г. Ткачева, коэффициент тепловосприятия определяется по эмпирической формуле при тех же обозначениях:

$$\alpha_{вн} = 4{,}2(1 + 0{,}007t_0)\, q^{0{,}7} \quad ккал/м^2 \cdot ч \cdot град. \qquad (7.118)$$

При скорости воздуха в живом сечении оребренных фреоновых воздухоохладителей от 3 до 8 *м/сек* и коэффициентах оребрения 10—15 коэффициенты тепловосприятия α_n колеблются от 15 до 30 *ккал/м² · ч · град*.

В воздухоохладителях из гладких труб скорость воздуха принимается 6—12 *м/сек*, а коэффициенты теплопередачи колеблются от 30 до 80 *ккал/м² · град*. Шаг труб равен двум диаметрам.

В воздухоохладителях, работающих на фреоне 12, рекомендуется отводить пар снизу; это способствует возврату масла в холодильную машину.

В табл. 7.15 даны значения максимально допустимой тепловой нагрузки q *ккал/ч* на трубу воздухоохладителя с отдельным снабжением ее жидким фреоном — так называемую «проводку фреона», которую в зависимости от температуры кипения и разности между температурой кипения и средней температурой воздуха следует умножить на поправочный множитель, приведенный в табл. 7.16. Наличие изгибов труб (калачей) учитывается по эквивалентной длине, которая определяется по табл. 7.17.

В случае, если тепловая нагрузка превышает максимальную величину, допустимую для одной проводки фреона, воздухоохладитель разбивается на ряд равных параллельных проводок, в которые фреон раздается через распределитель.

Для определения количества хладагентов и хладоносителей (рассолов), которые следует вводить в воздухоохладители, и расчета скорости течения их в трубах в табл. 7.21 приведены необходимые данные.

Технический хлористый кальций агрессивно действует на стальные трубы; химически чистый значительно менее агрессивен.

Корродирующее действие растворов этих солей снижается путем поддержания pH на уровне 7—8,5, для чего применяется свежегашеная известь в кислых растворах и углекислый газ в сильнощелочных.

Е. СОПРОТИВЛЕНИЕ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕЙ ПРОХОДУ ВОЗДУХА И ХЛАДОНОСИТЕЛЯ

Стальные навитые ребристые воздухоохладители в настоящее время выпускаются с гофрами в месте примыкания ребер к трубам, что значительно повышает сопротивление проходу воздуха, которое следует определять по формуле

$$h_c = 0{,}11zm(v\gamma)^{1{,}86} \quad кГ/м^2. \qquad (7.119)$$

Сопротивление проходу воздуха в $кГ/м^2$ через алюминиевые воздухоохладители с ребрами, не имеющими гофра, определяется по формуле

$$h_c = 0{,}062zm\,(v\gamma)^{1{,}7}, \qquad (7.120)$$

где z — число рядов труб, стоящих последовательно по ходу воздуха, в пределах от 3 до 12;
$v\gamma$ — весовая скорость в живом сечении воздухоохладителя в пределах от 4 до 8 *кГ/м² сек*;
m — коэффициент, равный 1 для сухих воздухоохладителей при отсутствии конденсации влаги; равный 2 при искусственном орошении поверхности; 1,5 — при конденсации влаги.

При $m=1$ сопротивление воздухоохладителей можно определять по графику на рис. 7.38.

Сопротивление воздухоохладителей проходу воды определяется по формуле Л. Ф. Краснощекова

$$H = 64{,}5n\frac{m^{0{,}8}G^{1{,}85}}{d_д^4} \quad кГ/м^2, \qquad (7.121)$$

Таблица 7.14

Формулы, определяющие коэффициент тепловосприятия фреонов при кипении в горизонтальной трубе

Марка фреона	В области „неразвитого" кипения фреонов					В области „развитого" кипения фреонов при произведении $q\omega' > 800$ и скорости $\omega' > 0{,}2$ м/сек			
	удельная нагрузка q ккал/м²·ч не более	$\alpha_{вн}$ в ккал/м²·ч·град коэффициент тепловосприятия при $\omega' < 0{,}1$ м/сек	№ формулы	$\alpha_{вн}$ в ккал/м²·ч·град коэффициент тепловосприятия при $\omega' = 0{,}3 \div 0{,}5$ м/сек	№ формулы	$\alpha_{вн}$ в ккал/м²·ч·град коэффициент тепловосприятия при температуре кипения $+10°$ С	№ формулы	$\alpha_{вн}$ в ккал/м²·ч·град коэффициент тепловосприятия при температуре кипения $-10°$ С	№ формулы
Ф-12	2000	$130\,q^{0,2}$	(7.107)	—	—	$0{,}0042\,\frac{q^{0,6}\,G^{0,2}}{d_{вн}^{1,5}}$	(7.108)	$0{,}0036\,\frac{q^{0,6}\,G^{0,2}}{d_{вн}^{1,5}}$	(7.109)
Ф-22	1500	$170\,q^{0,2}$	(7.110)	$600\,q^{0,12}$	(7.111)	$0{,}0055\,\frac{d^{0,6}\,G^{0,2}}{d_{вн}^{1,5}}$	(7.112)	$0{,}0047\,\frac{q^{0,6}\,G^{0,2}}{d_{вн}^{1,5}}$	(7.113)
Ф-142	3000	$100\,q^{0,2}$	(7.114)	$600\,q^{0,12}$	(7.115)	$0{,}00345\,\frac{q^{0,6}\,G^{0,2}}{d_{вн}^{1,5}}$	(7.116)	$0{,}003\,\frac{q^{0,6}\,G^{0,2}}{d_{вн}^{1,5}}$	(7.117)

Таблица 7.15

Максимальная тепловая нагрузка в ккал/ч на одну трубную проводку фреона 12

Эквивалентная длина в м	Нагрузка при диаметре труб ($d_{нар} \times \delta_{стенки}$) в мм						
	10×1	12×1	15×1	18×1,5	24×1,5	26×1,5	28×1,5
10	312	—	—	—	—	—	—
15	256	515	990	1430	—	—	—
20	220	470	925	1340	2530	—	—
25	196	420	871	1250	2410	3750	—
30	182	387	800	1150	2290	3570	3570
35	167	357	736	1065	2170	3390	3390
40	156	334	685	996	2040	3210	3290
45	146	313	644	937	1915	2990	3190
50	138	295	614	894	1825	2838	3080
60	129	263	554	808	1655	2570	2870
70	120	248	518	716	1545	2395	2670
80	111	233	484	700	1435	2220	2475
90	105	220	456	663	1360	2100	2335
100	99	207	430	622	1285	1985	2194
120	91	189	393	566	1182	1827	2006
140	84	174	364	524	1095	1693	1856
160	79	163	333	486	1008	1558	1739
180	74	154	317	458	944	1487	1640
200	71	144	299	434	914	1416	1566

Таблица 7.16

Поправочный множитель, учитывающий температуру кипения и разность между температурой кипения и средней температурой воздуха

Разность между температурой кипения и средней температурой воздуха в град	Множитель при температуре кипения хладагента в град			
	−10	−5	0	+5
4	1,23	1,47	1,7	2
6	1,46	1,72	2,01	2,25
8	1,69	1,98	2,3	2,55
10	1,9	2,28	2,64	2,93
12	2,1	2,51	2,92	3,33
14	2,28	2,72	3,22	3,65

Таблица 7.17

Эквивалентные длины l в м сдвоенного изгиба трубы (калача) диаметром $d_н$ в мм

$d_н$	10×1	12×1	15×1	18×1,5	24×1,5	26×1,5	28×1,5
l	0,4	0,5	0,5	0,6	0,6	0,8	0,8

где n — количество элементов калориферной или воздухоохладительной секции, имеющей собственные присоединительные штуцера, и соединенные последовательно по хладоносителю;

G — расход хладоносителя в м³/ч;

$d_д$ — внутренний диаметр меньшего из присоединительных патрубков элемента в дюймах;

$m_х$ — число ходов хладоносителя в элементе.

Расчет может быть упрощен с помощью графика на рис. 7.39.

При пропуске рассолов в формулу (7.121) следует вводить поправку, соответствующую отношению удельных весов рассола и воды.

Располагаемое давление должно на 10—15% превышать расчетные потери.

Ж. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕЙ

Пример 7.4. Требуется охладить 15 000 кг/ч воздуха с параметрами $t_{с1} = 30°$ С; $\Phi_1 = 50\%$; $I_1 = 15{,}5$ ккал/кг, $d_1 = 13{,}6$ г/кг; $t_{р1} = 18{,}5°$ С; $t_{м1} = 21{,}9°$ С (рис. 7.36) до состояния: $t_{с2} = 15°$; $\Phi_2 = 95\%$; $I_2 = 9{,}8$ ккал/кг; $d_2 = 10{,}3$ г/кг; $t_{р2} = 14{,}2°$; $t_{м2} = 14{,}5°$.

Хладоноситель — вода.

Решение. Рассчитываем по методу Е. Е. Карписа. Принимаем к установке секции стальных воздухоохладителей Домодедовского завода номинальной производительностью 20 000 м³/ч Кд 2004Т-01г и Кд 2004Т-02г (см. приложение III). Расчетом определяется количество и вид секций.

Секции воздухоохладителя имеют стальные трубы и стальное навитое оребрение; коэффициент оребрения, отнесенный к внутренней поверхности, по таблицам в приложении III $k_{ор} = 12{,}6$.

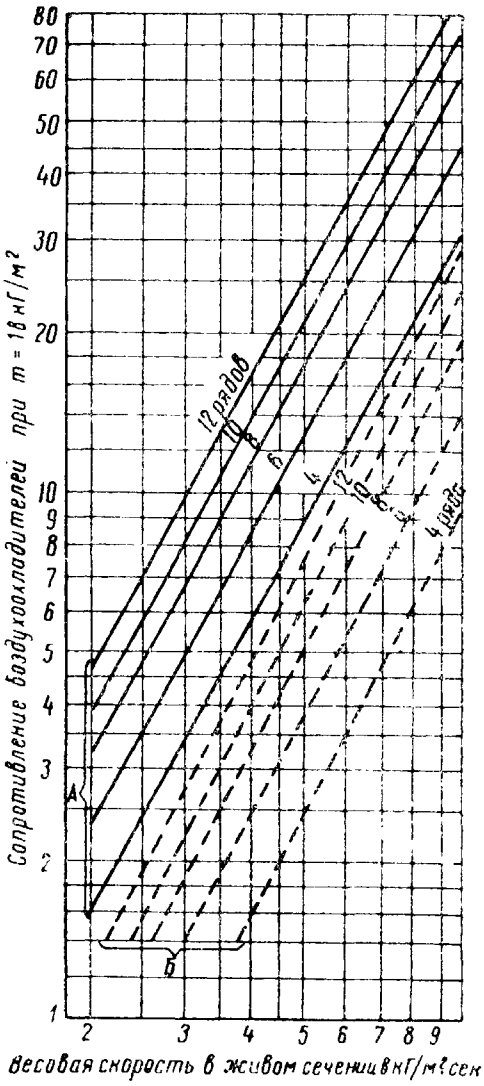


Рис. 7.38. График для определения величины сопротивления проходу воздуха воздухоохладителей НИИСантехники при отсутствии конденсации влаги

А — воздухоохладители с ребрами, имеющими гофр; *Б* — воздухоохладители с ребрами без гофра

Тепловая нагрузка на воздухоохладитель равна: 15 000(15,5—9,8)=85 500 *ккал/ч*.

Воздухоохладитель предполагается составить из трехрядных и четырехрядных секций, имеющих одинаковое живое сечение для прохода воздуха 0,88 $м^2$ и воды 0,00762 $м^2$. По воздуху и по воде секции соединяются последовательно.

Весовая скорость воздуха в секции

$$\frac{15\,000}{3600 \cdot 0{,}88} = 4{,}73\ кГ/м^2 \cdot сек.$$

Разность температур воды до и после воздухоохладителя принимаем равной 3°, следовательно, расход воды равен:

$$\frac{85500}{3 \cdot 1000} = 28{,}3\ м^3/ч.$$

Скорость движения воды в трубах равна:

$$\frac{28{,}3}{0{,}00762 \cdot 3600} = 1{,}03\ м/сек.$$

На *I—d*-диаграмме (рис. 7.36) при пересечении продолжения прямой *1—2*, проходящей через заданные начальные (точка *1*) и конечные (точка *2*) параметры воздуха, с кривой Ф=100%, находим точку *3*, которая характеризует температуру $t_{сз}$=14° С и температуру точки росы приготовленного воздуха $t_{р2}$=14,2° С.

Проектируем перекрестно противоточное движение воздуха и воды. По формуле (7.87) назначаем температуру воды на выходе из воздухоохладителя на 1,2° ниже $t_{р2}$:

$$t_{в.к} = 14{,}2 - 1{,}2 = 13°\ С.$$

Температура воды при входе в воздухоохладитель равна:

$$t_{в.н} = 13 - 3 = 10°\ С.$$

Температурный критерий по формуле (7.86) при заданных условиях:

$$\bar{T}_0 = \frac{30 - 21{,}9}{30 - 10} = 0{,}405.$$

Коэффициент полной теплопередачи при числе рядов 8, по формуле (7.95) в табл. 7.11 равен:

$$k = 12{,}8 \cdot 4{,}37^{0{,}35} \cdot 1{,}03^{0{,}25} \cdot 0{,}405^{-0{,}38} = 31{,}4\ ккал/м^2 \cdot ч \cdot град.$$

Вычисление произведено с помощью графика на рис. 7.37.

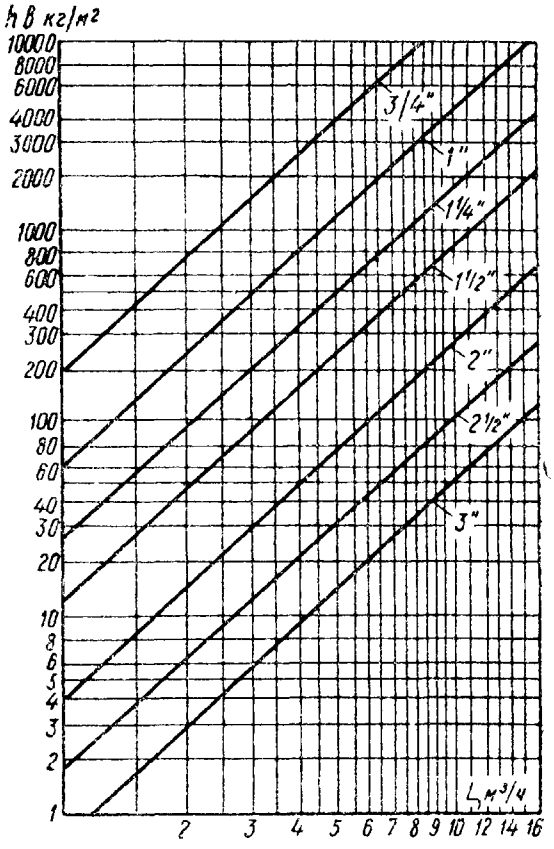


Рис. 7.39. График для определения гидравлических потерь одноходового элемента воздухоохладительных секций

Полное сопротивление секции $H = hkn$ $кГ/м^2$, где h — потери в одноходовом элементе по графику; k — поправочный множитель, учитывающий число ходов

m	1	2	3	4	5	6	7	8
k	1	1,5	2,0	2,7	3,4	4,1	4,7	5,4

m в элементе: n — количество элементов, имеющих собственные присоединительные штуцера и соединенные последовательно по холодоносителю

Определяем по формуле (7.61) среднюю логарифмическую разность температур при перекрестном движении воздуха и воды, имея в виду, что величины, характеризующие кривые на рис. 7.34, равны: $R_г = \frac{10-13}{15-30} = 0{,}2$, $M_г = \frac{15-30}{10-30} = 0{,}75$ и $P = 0{,}92$;

$$\Delta t_{ср.л} = 0{,}92 \frac{30 - 13 - (15 - 10)}{2{,}303 \lg \frac{17}{5}} = 9°.$$

Потребная поверхность воздухоохладителя (7.59):

$$F = \frac{85\,500}{31{,}4 \cdot 9} = 302{,}5 \ м^2.$$

Принимаем к установке две трехрядные и одну четырехрядную секции стальных воздухоохладителей общей поверхностью

$$2 \cdot 100{,}9 + 134{,}5 = 336{,}3 \ м^2, \text{ запас } 11{,}2\%.$$

Если по магистралям центрального холодоснабжения подается вода более низкой температуры, например $t_{в.н} = 5°$, то при том же расходе воды и величине $t_{в.к} = 8°$ поверхность воздухоохладителя может быть уменьшена, так как при прочих равных условиях средняя логарифмическая разность температур с поправкой по графику на рис. 7.34 при

$$R_г = \frac{5-8}{15-30} = 0{,}2; \ M_г = \frac{15-30}{5-30} = 0{,}6 \text{ и } P_г = 0{,}97$$

будет равна:

$$\Delta t_{ср.л} = 0{,}97 \frac{30 - 8 - (15 - 5)}{2{,}303 \lg \frac{22}{10}} = 14{,}7°,$$

а температурный критерий по формуле (7.86):

$$\overline{T}_0 = \frac{30 - 21{,}6}{30 - 5} = 0{,}336.$$

Коэффициент теплопередачи

$$k = 12{,}8 \cdot 4{,}73^{0{,}35} \cdot 1{,}03^{0{,}25} \cdot 0{,}336^{-0{,}38} = 33{,}6 \ ккал/м^2 \cdot ч \cdot град.$$

Потребная поверхность воздухоохладителя

$$F = \frac{85\,500}{33{,}6 \cdot 14{,}7} = 173{,}1 \ м^2.$$

К установке принимаем две трехрядные секции общей поверхностью

$$2 \cdot 100{,}9 = 201{,}8 \ м^2, \text{ запас } 16{,}6\%.$$

Поверхность воздухоохладителя по этому варианту равна 60% поверхности в первом варианте. Сокращение почти пропорционально отношению логарифмических разностей температур. При наличии хладоносителя необходимых параметров это несомненно целесообразно, так как помимо экономии на первоначальных затратах установка будет иметь меньшее сопротивление.

Пример 7.5. Требуется охладить 15 000 *кг/ч* воздуха при условиях, аналогичных примеру 7.4. Расчет производится по методу А. А. Гоголина.

Принимаем к установке секции воздухоохладителя Домодедовского завода номинальной производительностью 20 000 $м^3/ч$. Тепловая нагрузка по предыдущему — 85 500 *ккал/ч*. Скорости движения воды и воздуха те же, что и в примере 7.4.

По формуле (7.73) определяем коэффициент увеличения теплообмена

$$\xi = \frac{15{,}5 - 9{,}8}{0{,}24(30-15)} = 1{,}564.$$

По формуле (7.89) в табл. 7.13 находим произведение коэффициента явного тепловосприятия на коэффициент эффективности ребер:

$$\alpha_н k_э = 7{,}7 \cdot 4{,}73^{0{,}65} \cdot 1{,}03^{0{,}05} = 21{,}2 \ ккал/м^2 \cdot ч \cdot град.$$

По формуле (7.76) находим среднюю логарифмическую разность температур воздуха при предельно высокой температуре поверхности, имея в виду, что согласно схеме на рис. 7.36, описанной в примере 7.4, температура $t_з = 14°$ С:

$$\Delta t_{ср.л.п} = \frac{30 - 15}{2{,}3 \lg \left(\frac{30-14}{15-14}\right)} = 5{,}41° \text{ С},$$

По формуле (7.105) определяем коэффициент теплоотдачи от внутренней поверхности труб к воде:

$$\alpha_{вн} = (1230 - 19 \cdot 13) \frac{1{,}03^{0{,}8}}{0{,}018^{0{,}2}} = 8514 \ ккал/м^2 \cdot ч \cdot град,$$

имея в виду, что вода проходит через последовательно соединенные секции воздухоохладителей со скоростью 1,03 *м/сек* при внутреннем диаметре труб 0,018 *м*.

Для определения коэффициента эффективности ребра известна его высота $h = 0{,}01$ *м*, теплопроводность стали $\lambda = 40$ *ккал/м·ч*, толщина ребра $\delta = 0{,}0004$ *м* и величина $\alpha_н k_э = 21{,}2$ *ккал/м²·ч·град*, поэтому величину $k_{эр}$ определяем методом последовательных приближений с помощью формулы (7.71):

$$h\sqrt{B'} = 0{,}01 \sqrt{\frac{2 \cdot 21{,}2 \cdot 1{,}564}{0{,}0004 \cdot 40 \cdot 0{,}865}} = 0{,}69$$

и графика на рис. 7.35. Находим $k_{э.р} = 0{,}865$, что лежит в рекомендуемых пределах.

Находим коэффициент полного наружного тепловосприятия

$$\alpha_н \xi = \frac{21{,}2 \cdot 1{,}564}{0{,}865} = 38{,}3 \ ккал/м^2 \cdot ч \cdot град$$

и коэффициент полной теплопередачи

$$k = \frac{21{,}2 \cdot 8514 \cdot 1{,}564}{21{,}2 \cdot 1{,}564 \cdot 12{,}6 + 8514} = 31{,}6 \ ккал/м^2 \cdot град.$$

Средняя логарифмическая разность температур между воздухом и хладоносителем по формуле (7.79) равна:

$$\Delta t_{ср.л} = \frac{38{,}3}{31{,}6} 5{,}41 = 6{,}56°.$$

Задавшись разностью температур хладоносителя $\Delta t_в = 3°$, по формуле (7.80) находим число $C_1 = 4{,}53$, логарифм которого равен:

$$\frac{30 - 15 - 3}{2{,}3 \cdot 6{,}56} P = 0{,}656,$$

причем P определяется с помощью графика на рис. 7.34 путем последовательного приближения; в данном случае $P = 0{,}83$.

Тогда по формуле (7.80)

$$t_{в.н} = \frac{4{,}53 \cdot 15 + 3 - 30}{4{,}53 - 1} = 11{,}6° \text{ С}.$$

Конечная температура воды

$$t_{в.к} = 11{,}6 + 3 = 14{,}6° \text{ С}.$$

Потребная поверхность воздухоохладителя

$$\frac{85\,500}{38{,}3 \cdot 5{,}41} = \frac{85\,500}{31{,}6 \cdot 6{,}56} = 412{,}5 \ м^2.$$

Поверхность воздухоохладителя увеличилась по сравнению с полученной в первом варианте примера 7.4 в 412,5 : 302.5 = =1,36 раза вследствие увеличения средней температуры охлаждающей воды с 11,5 до 13,1°.

Расчет показывает, что, изменяя температуру хладоносителя, можно в некоторых пределах изменить поверхность воздухоохладителя в желаемом направлении.

7.7. УВЛАЖНЕНИЕ И ИСПАРИТЕЛЬНОЕ ОХЛАЖДЕНИЕ ВОЗДУХА

А. СИСТЕМЫ МЕСТНОГО ДОУВЛАЖНЕНИЯ

Непосредственное введение влаги в воздух помещения путем тонкого распыливания воды называется местным доувлажнением.

Схема процесса изменения состояния паровоздушной смеси при полном испарении воды характеризуется на I—d-диаграмме лучом тепловлажностного отношения:

$$\Sigma = 1000\,\frac{I_1 - I_2}{d_1 - d_2} = t_в, \qquad (7.122)$$

где I_1, I_2 — начальное и конечное теплосодержание увлажняемого воздуха в *ккал/кг*;
d_1, d_2 — начальное и конечное влагосодержание увлажняемого воздуха в *г/кг*;
$t_в$ — температура распыляемой воды в *град*, численно равная ее теплосодержанию, в *ккал/кг*.

Системы местного доувлажнения обычно снабжаются водопроводной водой с температурой 20—30° С, и ввиду ничтожно малого угла отклонения луча тепловлажностного отношения от адиабаты практически считается, что процесс доувлажнения идет по линии $\Sigma = t_в \approx 0$, т. е. адиабатически при $I_1 = I_2 = \text{const}$. Для доувлажнения должна употребляться вода питьевого качества.

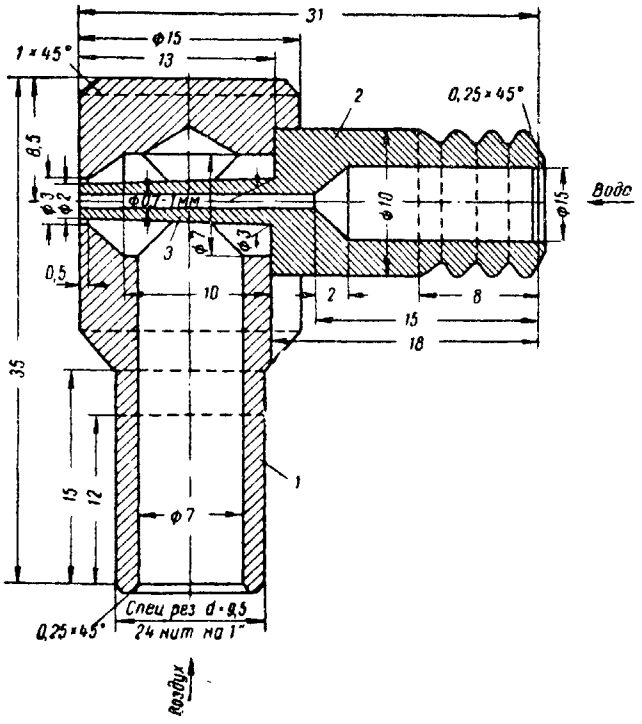


Рис. 7.40. Форсунка РИД

1 — вертикальный цилиндр; *2* — горизонтальный цилиндр; *3* — ниппель на цилиндре *2*

Следует предусматривать подогревание воды на 3—5° выше температуры точки росы воздуха в помещении, т. е. в большинстве случаев до 25—30° С. Если подогревание распыляемой воды не предусматривается, то трубопроводы с холодной водой необходимо изолировать.

Форсунки доувлажнения следует устанавливать над основными проходами цеха и так, чтобы водяные факелы были направлены вдоль проходов между машинами. Свободное пространство до препятствий (стен, колонн, машин), на которые может осаждаться взвешенная влага из факела, должно быть на 0,7—1,2 *м* больше длины видимого водяного факела. Форсунки доувлажнения, как правило, следует располагать на высоте не ниже 3 *м* над полом или 1,25 *м* над оборудованием и на расстоянии не менее 0,7 *м* от потолка.

В узлах управления форсунками устанавливаются фильтры, а от узлов и до форсунок следует монтировать систему из оцинкованных труб. Трубопроводы, на которых устанавливаются форсунки, прокладываются, как правило, горизонтально и выполняются из труб $d_у = 25$ *мм*.

В системе доувлажнения РИД применяются форсунки А. Н. Рябчикова и А. М. Дурнова (рис. 7.40). Вес форсунки 30 *г*; индивидуальной регулировки форсунка не имеет.

Подача воды к форсункам (рис. 7.41), осуществляется по магистрали через герметичный питательный бачок емкостью 25—30 *л*, устанавливаемый ниже уровня факела. На крышке бачка установлены: манометр, электромагнитный клапан и клапан истока. Нижняя часть бачка соединяется с водяной магистралью форсунок через фильтр. Давление сжатого воздуха для нормальной работы форсунок 1 *кГ/см²*.

При повышении влажности влагорегулятор замыкает электрическую цепь и клапан открывает выход воздуха в атмосферу; давление в бачке падает и производительность системы доувлажнения уменьшается. При прекращении подачи сжатого воздуха вода не поступает к форсункам.

Эксплуатация системы затрудняется необходимостью наблюдения за работой и производством ремонта шарового клапана, находящегося в герметическом бачке. По данным Я. Я. Ипполитова, производительность форсунки РИД равна 3 *л/ч* при расходе воздуха 4,3 *нм³/ч* и при давлении 1 *кГ/см²* перед форсункой.

Форсунки системы ЦНИИХБИ приведены на рис. 7.42.

Форсунка дает два туманообразных факела длиной 2,5—3 *м*. Производительность форсунки 5 *л/ч* при расходе сжатого воздуха 4 *нм³/ч*. Давление воды перед форсункой 0,1—0,2 *кГ/см²* и сжатого воздуха — 1,1 *кГ/см²*.

В один узел управления должны входить не более 40 форсунок на трубопроводе длиной не более 50 *м*.

Схема регулирования доувлажнительной системы с форсунками ЦНИИХБИ приведена на рис. 7.43.

При повышении влажности воздуха в помещении влагорегулятор *1Г* через электропневматическое реле *1РЛ* открывает выход сжатого воздуха в атмосферу. Давление сжатого воздуха на мембраны клапанов *1Э* и *2Э* падает, и клапан *1Э* закрывает доступ воды к форсункам, а вслед за ним через несколько секунд клапан *2Э* закрывает подачу к ним сжатого воздуха. При понижении влажности в помещении клапан *2Э* на сжатом воздухе открывается раньше, чем клапан *1Э* на воде, что предупреждает капание воды из форсунок.

В узел регулирования входят редукторы давления воды *1Р* и воздуха *2Р*, игольчатый дроссель *1Д* для предварительного регулирования давления сжатого воздуха, манометры и клапаны ручного регулирования.

Б. УВЛАЖНЕНИЕ ВОЗДУХА ПАРОМ

Увлажнение воздуха паром находит весьма ограниченное применение (например, в камерах увлажнения и фиксации на вискозных фабриках), что объясняется неприятным запахом пара, получаемого из котельных, а также нежелательным повышением теплосодержания и температуры паровоздушной смеси в летнее время.

Пар, приготовляемый в специальных испарителях (как правило, электрических), применяется для увлаж-

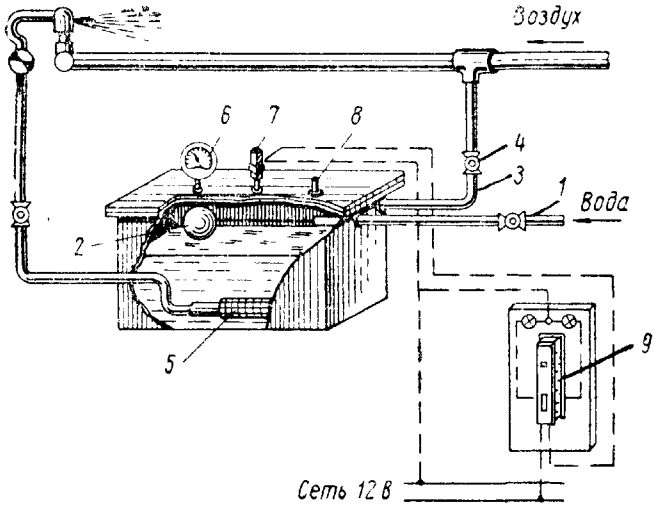


Рис. 7.41. Система доувлажнения с герметичным питательным бачком

1 — магистраль; *2* — бачок; *3* — труба; *4* — вентиль или клапан; *5* — фильтр; *6* — манометр; *7* — электромагнитный клапан; *8* — клапан истока; *9* — влагорегулятор

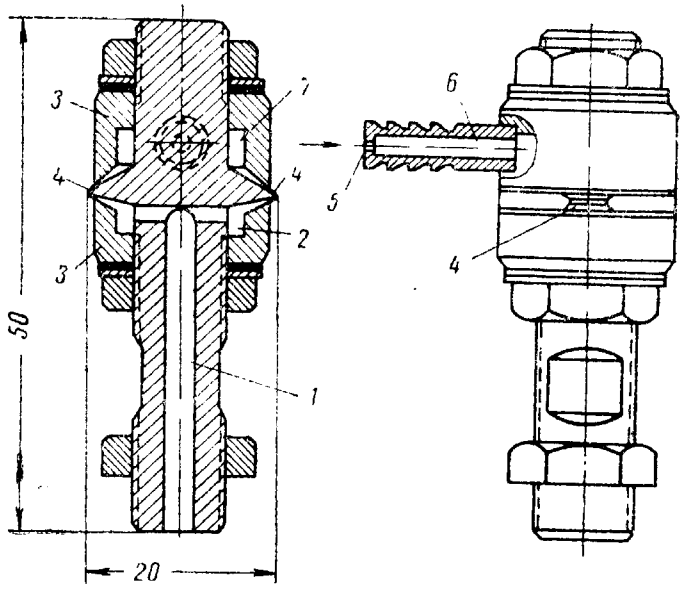


Рис. 7.42. Пневматическая форсунка ЦНИИХБИ

1 — канал для сжатого воздуха; *2* — полость; *3* — колпачок; *4* — щели; *5* — отверстие в штуцере; *6* — штуцер для воды; *7* — полость в колпачке *3*

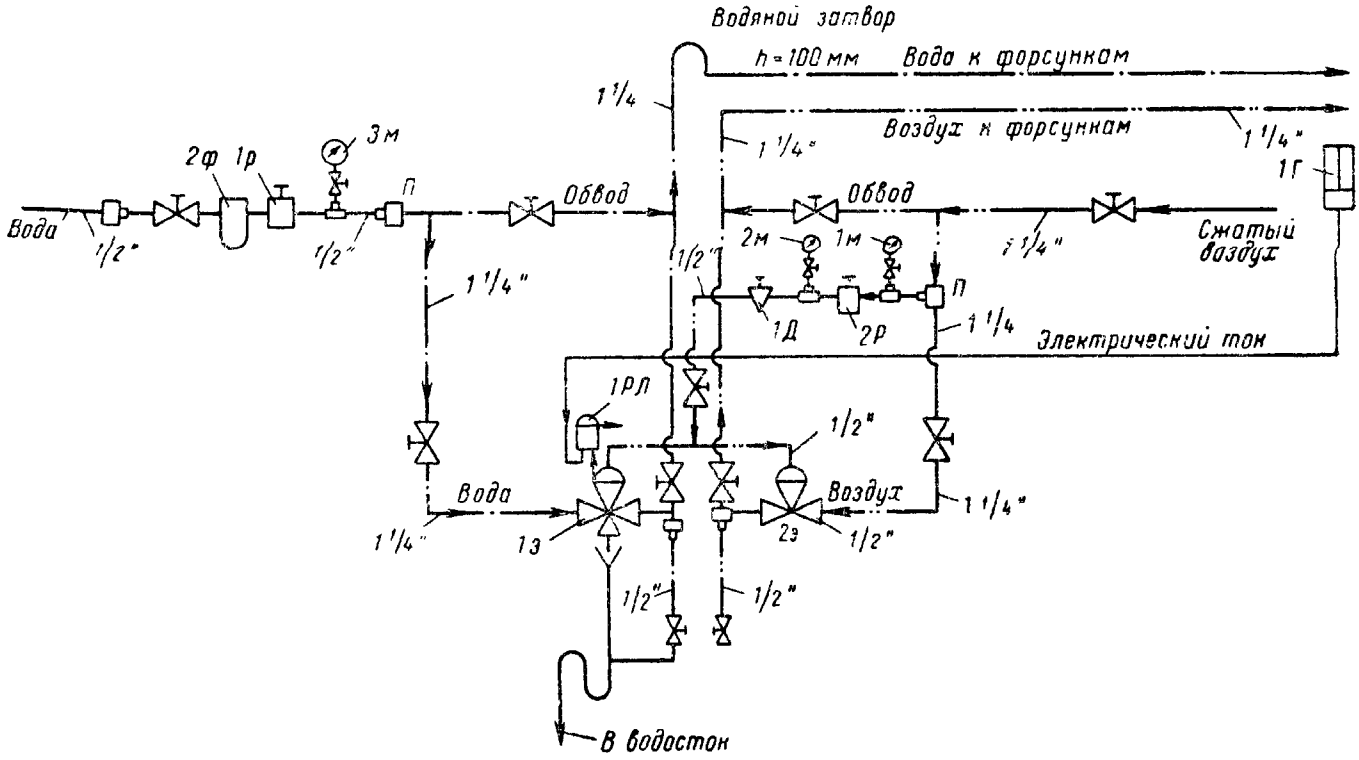


Рис. 7.43. Схема автоматического регулирования системы доувлажнения с форсунками ЦНИИХБИ

Позиция	Наименование	Тип	Техническая характеристика	Присоединительные резьбы
1Г	Регулятор влажности с приборной доской	Г-2	12В	—
1РЛ	Электропневматическое реле	ЭПР-3	12В	—
1Э	Электропневматический мембранный клапан, исполнение ВО	ЭКНЗ	До 1,1 *кГ/см²*	Вода 32 *мм* Воздух 15 *мм*
2Э	Клапан пневматический мембранный, исполнение ВО	КМ-220	„ 1,1 „	То же, 32 *мм* „ 15 „
2Ф	Фильтр для воды	Ф-1	$d_у$=13 *мм*	„ 15 „
1Р *2Р*	Редуктор давления	РВД-1	—	„ 15 „
1Д	Дроссель игольчатый с отверстием для утечки	Д-1	—	„ 15 „
1М	Манометр	МТ-60	до 10 *кГ/см²*	1М14×1,5
2М *3М*	Манометр	МТ-60	„ 4 „	1М14×1,5

П — переходы с одного диаметра на другой.

нения воздуха в некоторых местных кондиционерах, снабженных поверхностными воздухоохладителями.

Схема процесса изменения состояния паровоздушной смеси на *I—d*-диаграмме характеризуется лучом тепловлажностного отношения

$$\Sigma = 1000\frac{I_1 - I_2}{d_1 - d_2} = i_п, \qquad (7.123)$$

где $i_п$ — теплосодержание вводимого пара в *ккал/кг*; I_1, I_2, d_1 и d_2 — см. формулу (7.122).

Пренебрегая небольшим повышением температуры воздуха при увлажнении паром, обычно считают, что процесс увлажнения идет изотермически.

По способу проф. В. М. Чаплина пар выпускается через воронки с центральным углом не более 90°, заполненные стеклянными шариками или галькой. Для спокойного выхода пара рекомендуется принимать выходную площадь воронки не менее 0,01 *м²* на 1 *кг/ч* выпускаемого пара.

В. КОСВЕННОЕ И КОМБИНИРОВАННОЕ ИСПАРИТЕЛЬНОЕ ОХЛАЖДЕНИЕ ВОЗДУХА

Косвенным испарительным охлаждением называют охлаждение воздуха в поверхностных теплообменниках водой, охлажденной при испарении в воздух с атмосферным давлением. Косвенное испарительное охлаждение обычно применяют в комбинации с прямым испарительным охлаждением, как правило, по схеме, представленной на рис. 7.44.

Наружный воздух проходит поверхностный воздухоохладитель *А* (см. рис. 7.44, *а*) и охлаждается в нем от параметров, характеризуемых точкой *1* (см. рис. 7.44, *б*), до состояния, соответствующего точке *2*. Затем воздух увлажняется циркуляционной водой, распыляемой в камере орошения *Б* за счет работы насоса *Н-1*, и охлаждается по адиабате I_2 до состояния *3*, близкого к полному насыщению.

Проходя через вентилятор *В-1* и воздуховоды, воздух нагревается и выпускается в помещение с параметрами, соответствующими параметрам точки *4*, а после ассимиляции тепла и влаги, выделяющихся в помещении, принимает параметры точки *5*.

Охлаждение воды для теплообменника *А* производится за счет испарения в градирне *Г* (или в камере орошения), через которую вентилятор *В-2* просасывает наружный воздух с параметрами точки *1*; воздух увлажняется, температура его понижается, а теплосодержание повышается за счет охлаждения орошающей воды. Для построения схемы этого процесса на *I—d*-диаграмме находится температура наружного воздуха по мокрому термометру $t_{м1}$ (точка *6*) и устанавливается высота зоны охлаждения $\Delta\tau$ в *град*:

$$\Delta\tau = t_{в.к} - t_{м\,1}, \qquad (7.124)$$

где $t_{в.к}$ — температура воды после охлаждения в градирне в *град*.

Теоретическим пределом охлаждения воды в градирне является $t_{м1}$. По мере приближения $t_{в.к}$ к $t_{м1}$ возрастают размеры градирни, поэтому при проектировании вентиляторных градирен обычно по экономическим соображениям рекомендуется назначать $\Delta\tau$ =4,5°; 3,5 или 3°, если требуется охлаждать воду соответственно на 5,5; 4 или 3°.

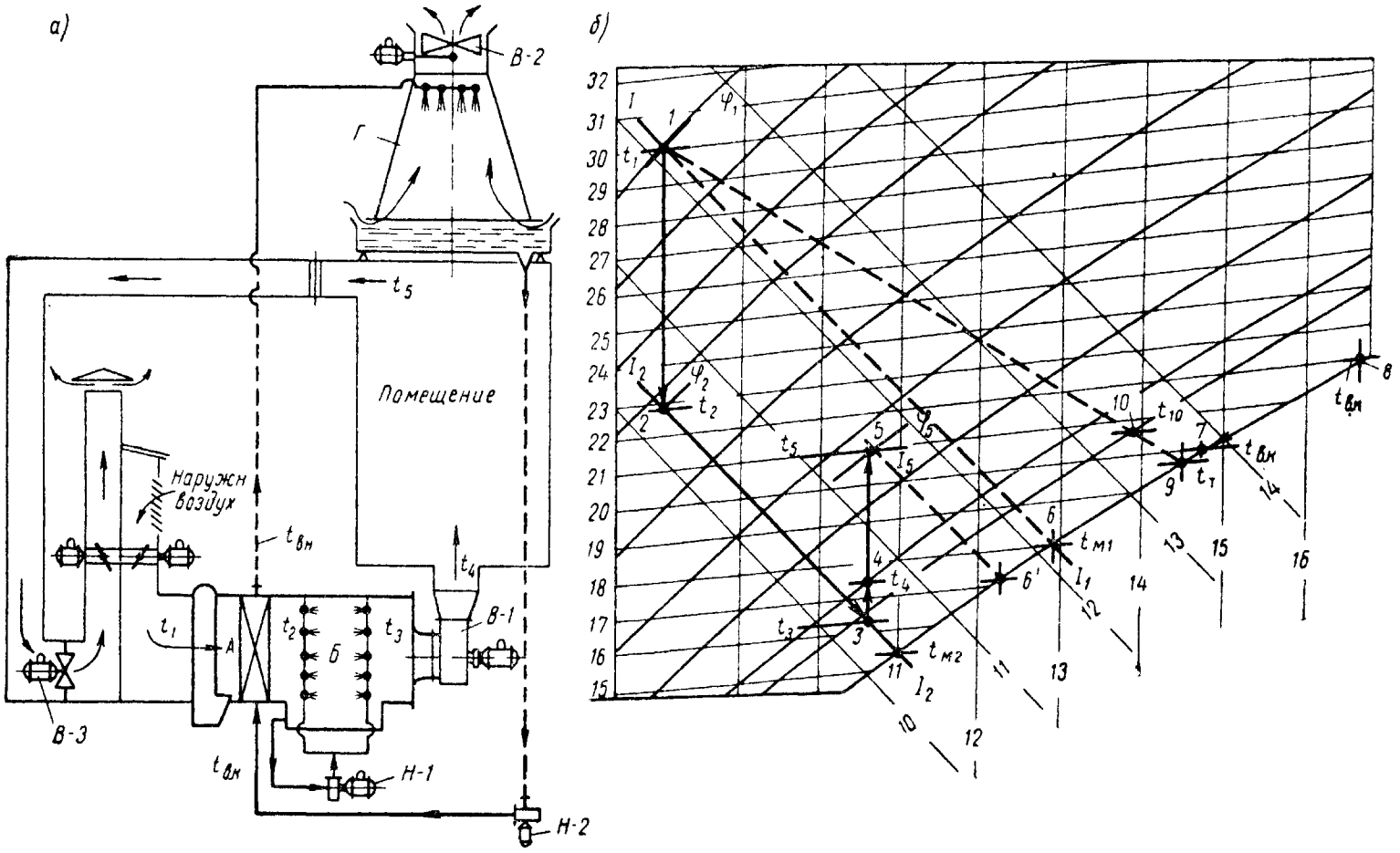


Рис. 7.44. Схемы системы комбинированного косвенного и прямого испарительного охлаждения

При проектировании комбинированного косвенного охлаждения воздуха уменьшают разность температур охлаждаемой воды, соответственно увеличивая размеры градирен и уменьшая $\Delta\tau$. По данным С. Будневича, И. Голода и Л. Бермана, $\Delta\tau$ может быть принята равной 2°, а по данным Watt и Bacona в испытанных ими установках она наблюдалась равной 1°. Более точные методы расчета градирен приведены в работе В. А. Гладкова и др.[1]

Температура воды, охлажденной в градирне (точка 7), $t_{в.к}$ находится из формулы (7.124).

При построении процесса охлаждения воздуха в теплообменнике A (прямая *1—2*) следует иметь в виду, что

$$\Delta t_{возд} = t_2 - t_{в.к} \geqslant 2 \text{ } град. \qquad (7.125)$$

В расчетах желательно принимать $\Delta t_{возд} \geqslant 3°$.

Далее следует задаться разностью температур воды в воздухоохладителе A, принимая $\Delta t_в = t_{в.н} - t_{в.к} \leqslant 3°$, и найти точку *8*, характеризующую начальную температуру воды, поступающей в градирню:

$$t_{в.н} = t_{в.к} + \Delta t_в. \qquad (7.126)$$

Величину эффективности теплообмена $E = \dfrac{t_1 - t_{10}}{t_1 - t_т}$ в градирне следует принимать по аналогии с расчетом (п. 7Г) камер орошения (обычно $0{,}9 < E < 0{,}95$). Отсюда можно найти величину теоретически достижимой температуры конца процесса теплообмена (точка *9*):

$$t_т = t_{в.н} - \frac{\Delta t_в}{E}. \qquad (7.127)$$

Прямая *1—9* характеризует процесс теплообмена между воздухом и водой в градирне, который заканчивается в точке *10* при

$$t_{10} = t_1 - (t_1 - t_т) E. \qquad (7.128)$$

Если теплосодержание воздуха в помещении будет существенно ниже теплосодержания наружного воздуха, например будет равно I_5 *ккал/кг*, то целесообразно направлять его в градирню $Г$ вместо наружного воздуха. В результате весь дальнейший расчет охлаждения воды в градирне можно вести, отправляясь от точки *6′* вместо точки *6*, и вода, поступающая в воздухоохладитель A, будет иметь более низкую температуру, чем при продувании через градирню наружного воздуха.

Схема местного кондиционера комбинированного косвенного испарительного охлаждения конструкции НИИСантехники представлена на рис. 7.45.

[1] В. А. Гладков, Ю. И. Арефьев, Р. А. Баржен-ков. Вентиляторные градирни. Стройиздат, 1964.

Выпускаются местные кондиционеры КДИ-1,5 и КДИ-2,5 производительностью по количеству воздуха, подаваемого в помещение, соответственно 1500 и 2500 $м^3/ч$ при полной производительности вентиляторов 2500 и 4000 $м^3/ч$.

Системы косвенного испарительного охлаждения производят от 8500 до 11 000 *ккал/ч* холода на 1 *квт* затрачиваемой энергии, в то время как в системах,

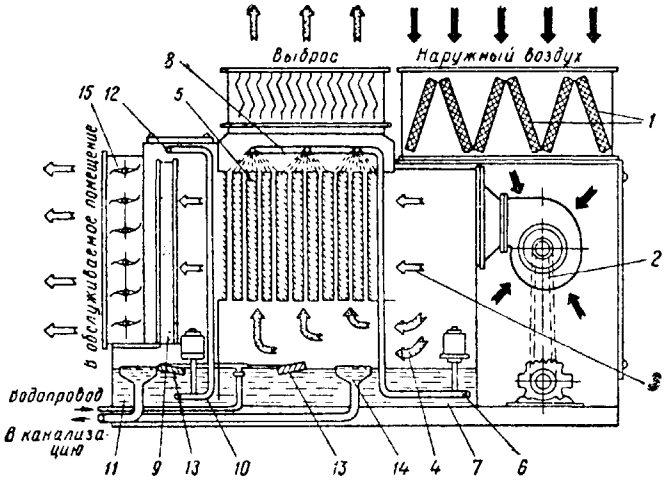


Рис. 7.45. Схема местной установки косвенного испарительного охлаждения НИИСантехники

1 — фильтр; *2* — вентилятор; *3* — направление основного потока воздуха; *4* — направление вспомогательного потока воздуха; *5* — теплообменник; *6* — насос; *7* — поддон; *8* — перфорированная труба; *9* — кассеты с гигроскопическим материалом; *10* — насос для 2-й ступени орошения; *11* — поддон 2-й ступени; *12* — распределитель воды; *13* — шаровые клапаны; *14* — переливные устройства; *15* — ручной воздушный клапан

использующих холодильные машины, на 1 *квт*, затрачиваемый на холодильной станции (не считая кондиционеров), производится около 3500 *ккал/ч*.

В жарком и сухом климате, например в Средней Азии, при температуре наружного воздуха +41,5° С и влажности 27,5% с помощью установки комбинированного косвенного и прямого испарительного охлаждения можно охладить приточный воздух до температуры 24° С при 90% влажности, т. е. на 17,5°. В помещении при этом можно поддерживать температуру около 28° С, т. е. на 13,5° С ниже, чем снаружи.

Пример 7.6. Охладить помещение, в котором выделяется 10 000 *ккал/ч* явного тепла, с помощью системы комбинированного прямого и косвенного охлаждения по схеме (рис. 7.44) при температуре наружного воздуха t_1=30°, влажности φ=30%. Температура воздуха, уходящего из помещения, должна быть t_5=21° С.

Решение. Проводим на *I—d*-диаграмме (рис. 7.44,*б*) прямую *1—6* и находим $t_{м1}$ =18° С. Принимаем $\Delta\tau$=2° и находим (7.124),

$$t_{в.н} = 18 + 2 = 20°\ \text{С}.$$

Принимаем $\Delta t_{возд}$=3° (7.125) и находим t_2=20+3=23°. Строим прямую *1—2* по d_1=const при t_2=23° С и прямую *2—11* по I_2=const, что определяет $t_{м2}$=15,4° С.

Принимаем эффективность процесса теплообмена в камере орошения *Б*, равную $E_Б$=0,9, и находим температуру выходящего из нее воздуха

$$t_3 = t_2 - (t_2 - t_{м2})\ E_Б = 23 - (23 - 15{,}4)\ 0{,}9 = 16{,}2°\ \text{С}.$$

Нагрев воздуха в вентиляторе принимаем равным 1°, тогда t_4=17,2° С. По заданию t_5=21° С. Количество воздуха, необходимое для ассимиляции, — 10 000 *ккал/ч*.

$$L = \frac{10\,000}{0{,}24 \cdot 1{,}2\ (21 - 17{,}2)} = 9140\ м^3/ч.$$

Производительность вентилятора *В-1* с учетом непроизводительных потерь воздуха

$$L_в = 9140 \cdot 1{,}1 = 10\,000\ м^3/ч.$$

Принимаем $\Delta t_в$=2°. Расход воды, охлажденной в градирне (с учетом 10% потерь воздуха):

$$\frac{10\,000 \cdot 1{,}1}{2 \cdot 1000} = 5{,}5\ м^3/ч.$$

Принимаем $E_Г$=0,9, тогда по формулам (7.127) и (7.128):

$$t_т = 22 - \frac{2}{0{,}9} = 19{,}8°\text{С},$$

$$t_{10} = 30 - (30 - 19{,}8)\ 0{,}9 = 20{,}8\ °\text{С}.$$

7.8. ОСУШКА ВОЗДУХА СОРБЕНТАМИ

Осушку воздуха сорбентами применяют для предотвращения конденсации влаги на холодных поверхностях оборудования и ограждающих конструкций при больших влаговыделениях в помещении, сопровождающихся небольшими выделениями явного тепла.

Абсорбенты — поглотители, изменяющиеся физически или химически в течение процесса осушки воздуха. Практически к этой группе можно отнести жидкие поглотители.

Адсорбенты — вещества, не изменяющиеся физически в процессе сорбции или осушки. Практически к ним относятся твердые поглотители.

Абсорбенты поглощают, но могут и отдавать влагу в зависимости от разности давлений пара в воздухе и над раствором поглотителя. Условия равновесия давлений пара зависят от температуры и концентрации раствора.

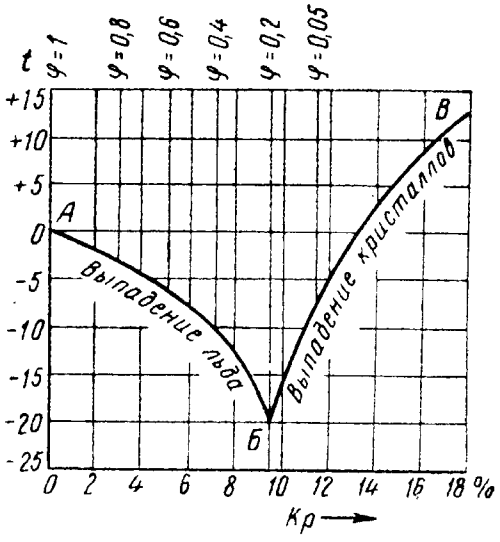


Рис. 7.46. Фазовая диаграмма для растворов солей

Концентрацию раствора выражают отношением веса растворенного вещества $g_т$ *кг* к весу раствора $G_в + g_т$ *кг* в долях $k_р$ или в процентах:

$$100k_р = \frac{g_т}{G_в + g_т} 100\%, \qquad (7.129)$$

где $G_в$ — вес воды в растворе в *кг*.

Свойства растворов выражают фазовой диаграммой в координатах концентрации $k_р$ и температуры раствора t *град* (рис. 7.46).

Криоскопическая кривая *АБВ* характеризует условия насыщения раствора и делит диаграмму на две части: верхнюю, соответствующую жидкой фазе, и нижнюю, левая половина которой характеризует условия выпадения льда, а правая — выпадения кристаллов из насыщенного раствора. Точка *Б*, при которой отсутствует жидкая фаза, называется *эвтектической*.

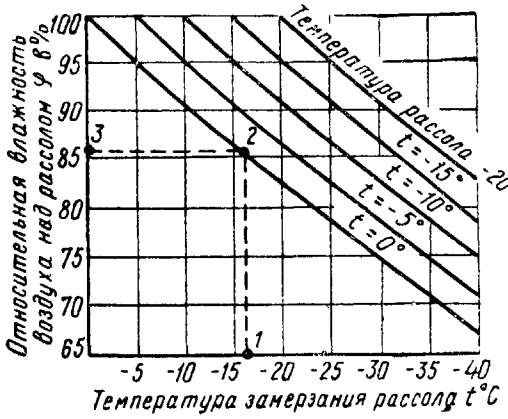


Рис. 7.47. Относительная влажность воздуха в пограничном слое над водными растворами солей

Пример. *Дано:* температура замерзания раствора —17° С (точка *1*), температура раствора ±0° С (точка *2*); результат — относительная влажность воздуха над рассолом 85,5% (точка *3*)

На фазовой диаграмме наносятся также значения аналога относительной влажности воздуха, характеризующей состояние воздуха над поверхностью раствора:

$$\varphi_р = \frac{p_р}{p_в}, \qquad (7.130)$$

где $p_р$ — упругость водяного пара в *мм рт. ст.* над поверхностью раствора при температуре раствора $t°$ С;

$p_в$ — упругость водяного пара в *мм рт. ст.* над поверхностью воды при той же температуре $t°$ С.

При температурах раствора выше соответствующих криоскопическому состоянию упругость водяного пара $p_р$ и величина $\varphi_р$ (при малых концентрациях) являются функцией температуры замерзания раствора и практически одинаковы для растворов различных солей (рис. 7.47).

На рис. 7.48 нанесены на *I—d*-диаграмму кривые насыщения воздуха над растворами солей с температурами замерзания от 0 до —40° С. Начиная с температуры замерзания и выше эти линии отклоняются влево от кривой $\varphi = 100\%$. При температурах воздуха выше 0° кривые могут рассматриваться как кривые относительной влажности воздуха.

Зависимость парциального давления водяного пара над водным раствором хлористого кальция, которой

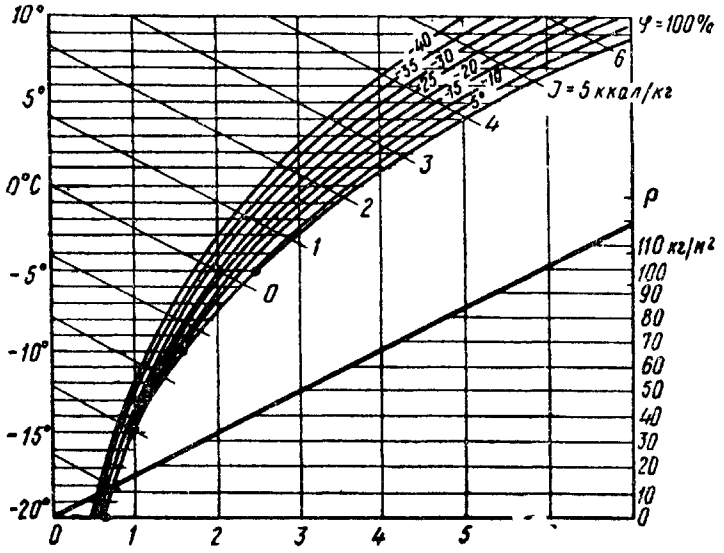


Рис. 7.48. *I—d*-диаграмма влажного воздуха с кривыми насыщения для воздуха над рассолами с температурами замерзания от —5 до —40° С

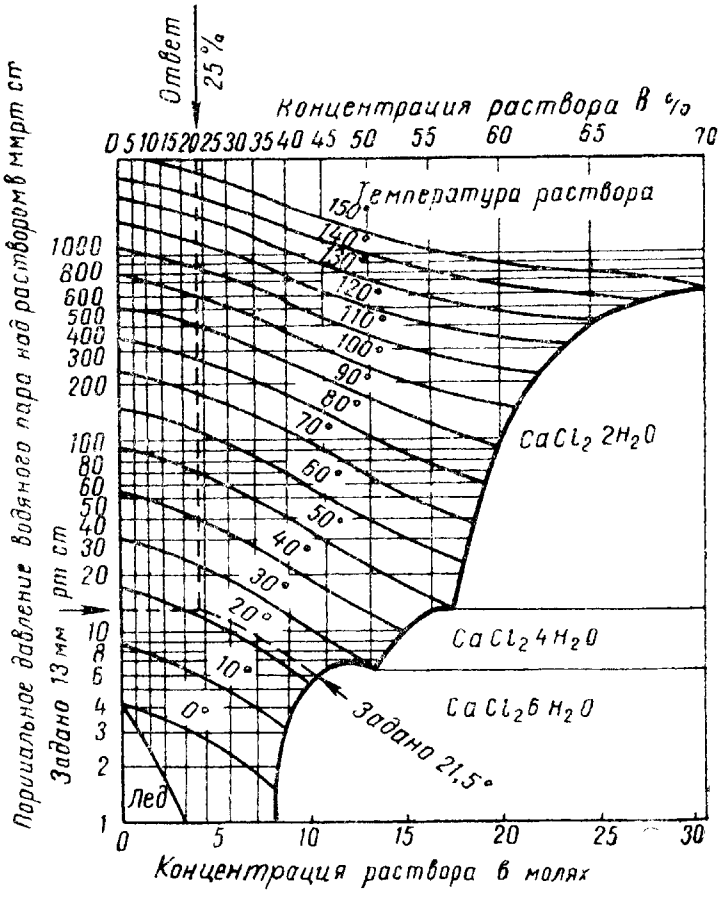


Рис. 7.49. Парциальное давление водяного пара в зависимости от концентрации растворов хлористого кальция

можно пользоваться и для растворов других солей при концентрациях до 20% и с одинаковой температурой замерзания, приведена на рис. 7.49.

Поглощение воды из воздуха сопровождается выделением теплоты гидратации, растворения, разбавления и конденсации. Данные о выделении тепла в *ккал/кг*

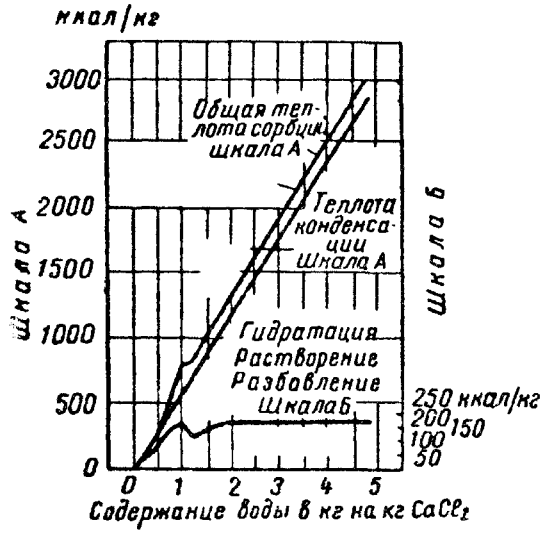


Рис. 7.50. Теплота гидратации, растворения, разбавления и конденсации для растворов хлористого кальция

из раствора хлористого кальция при температуре воздуха 25° С приведены на рис. 7.50.

Схема процесса тепло- и влагообмена в мокром воздухоохладителе, орошаемом соляным раствором

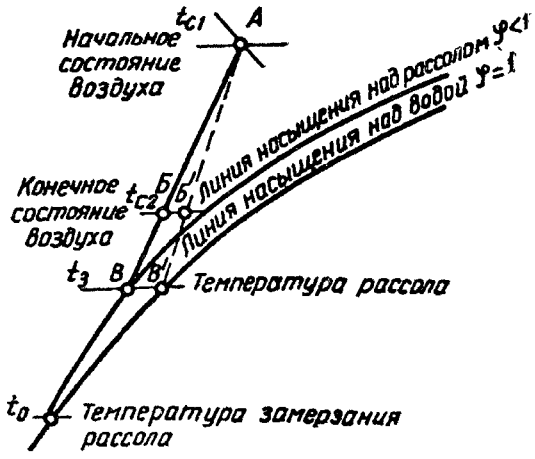


Рис. 7.51. Схема процессов тепло- и влагообмена в мокром воздухоохладителе при орошении воздуха соляным раствором

данной температуры, построенная на *I—d*-диаграмме, приведена на рис. 7.51. При одинаковой температуре воздуха, рассола и воды воздух после орошения рассолом (прямая АБВ) становится суше, чем при орошении водой (прямая *АБ'В'*).

Для осушки воздуха наибольшее распространение получили хлористый кальций ($CaCl_2 \cdot 6H_2O$), хлористый литий (LiCl), так как они нетоксичны, слабо воздействуют на металлы и химически стойки.

Свойства водных растворов $CaCl_2 \cdot 6H_2O$ и LiCl приведены в табл. 7.18 и 7.19.

Таблица 7.18

Свойства раствора $CaCl_26H_2O$

$k_р$ в %	Теплоемкость при 20 °С в *ккал/кг·град*	Криоскопическая температура в *град*	Температура кипения в *град*	Удельный вес при 10 °С в *кг/м³*	$\varphi=\frac{P_р}{P_в}$ при 20 °С
0	0,998	0	100	—	1
1	0,98	— 0,4	100	—	1
2	0,97	— 0,9	100	—	1
3	0,95	— 1,5	100	—	1
4	0,94	— 2	100	—	0,98
5	0,93	— 2,5	100,5	1042,5	0,97
6	0,915	— 3	100,5	1051,3	—
7	0,9	— 3,6	100,5	1060,2	—
8	0,89	— 4,3	100,5	1069,1	—
9	0,88	— 5	100,5	1078,1	—
10	0,87	— 5,7	101,2	1087,2	0,93
11	0,855	— 6,6	101,2	1096,4	—
12	0,84	— 7,5	101,2	1105,6	—
13	0,83	— 8,5	101,2	1115	—
14	0,82	— 9,4	101,2	1124,4	—
15	0,816	—10,5	103,2	1134	0,87
16	0,796	—11,7	103,2	1143,8	—
17	0,78	—13	103,2	1153,4	—
18	0,77	—14,5	103,2	1163,2	—
19	0,76	—15,8	103,2	1173,1	—
20	0,75	—17,6	105	1183,1	0,78
21	0,74	—19,4	105	1193,2	—
22	0,73	—21,5	105	1203,3	—
23	0,72	—23,8	105	1213,7	—
24	0,71	—25,3	105	1224	—
25	0,7	—29	107,3	1234,6	0,7

Таблица 7.19

Свойства раствора LiCl

$k_р$ в %	Теплоемкость при 20 °С в *ккал/кг·град*	Криоскопическая температура в *град*	Температура кипения в *град*	Вязкость при 10 °С в *кг·сек/м²*	Удельный вес при 10 °С в *кг/м³*	$\varphi=\frac{P_р}{P_в}$ при 20 °С
0	0,998	0	100	—	—	1
7,8	0,901	— 8,89	102,11	1,3	1045	0,94
15,5	0,831	—21,2	105,28	1,68	1085	0,85
20,2	0,778	—36,8	109,4	2,16	1119	0,86
25,3	0,739	—56	114,5	2,75	1150	0,68
29,7	0,71	—67,8	120,27	3,67	1181	0,55
33,6	0,687	—40	128,1	4,82	1203	0,45
37,1	0,666	—17,2	131,63	6,55	1235	0,35
40,4	0,647	+ 2,55	136,57	9,74	1257	0,2
43,2	0,631	+14,49	141,08	13,8	1279	—
45,8	0,617	+30,25	145,13	—	—	—
48,2	0,604	+56,11	149,02	—	—	—
50,4	0,59	+68,89	152,78	—	—	—
52,4	0,58	+82,22	156,11	—	—	—

Относительную влажность воздуха можно понизить, применяя растворы

$$LiCl \text{ до } \varphi = 14 - 23\%;$$

$$CaCl_2 \cdot 6H_2O \text{ до } = 45 - 48\%.$$

Для абсорбции можно употреблять камеры орошения кондиционеров, выполненные из коррозиеустойчивых материалов с сепараторами повышенной надежности при скоростях движения воздуха в камерах не более 1 *м/сек*, и специальные абсорбционные аппараты.

Коэффициент орошения воздуха раствором

$$\mu_р = \frac{I_1 - I_2}{c_р (t_{р.к} - t_{р.н})} \text{ кГ/кГ}, \quad (7.131)$$

где I_1, I_2 — теплосодержания воздуха до и после орошения в *ккал/кг*;
$t_{р.н}$, $t_{р.к}$ — температуры раствора до и после орошения в *град*;
$c_р$ — теплоемкость раствора в *ккал/кг · град*.

Практически коэффициент орошения принимают в пределах, обеспечивающих нагрев раствора не более чем на 2—3°, но $\mu_р$ не должно быть менее 1 *кг/кг*.

В большинстве случаев температура воздуха (по сухому термометру), выходящего из осушителя, принимается на 0,5—2,5° выше конечной температуры абсорбента, а эффективность процесса теплообмена

$$E = \frac{t_{с1} - t_{с2}}{t_{с1} - t_{с3}} = 0{,}9 \div 0{,}95,$$

где $t_{с1}$ и $t_{с2}$ — температура воздуха по сухому термометру до и после обработки раствором;
$t_{с3}$ — температура в точке пересечения продолжения прямой, проведенной через точки $t_{с1}$ и $t_{с2}$, с кривой $\varphi = 100\%$.

Концентрация раствора на выходе из камеры орошения или другого абсорбционного аппарата понижается до

$$k_{р2} = \frac{k_{р1}}{1 + \frac{d_1 - d_2}{1000 \mu_р}}, \quad (7.132)$$

где $k_{р1}$ — начальная концентрация раствора в % по формуле (7.129);
d_1, d_2 — начальное и конечное влагосодержание обрабатываемого воздуха в *г/кг*;
$\mu_р$ — коэффициент орошения по формуле (7.131).

Концентрацию раствора необходимо поддерживать на заданном уровне, для чего 10—20% раствора пропускается через регенератор, нагреваемый паром или другим способом. В регенераторе выпаривается излишек влаги. Нагрев контролируется по концентрации или удельному весу, по температуре кипения и уровню.

Количество раствора, которое должно циркулировать в системе, определяется допустимым отклонением концентрации от заданной. Допустимое отклонение концентрации $\Delta k_р$ обычно принимают в пределах от 0,001 до 0,003. Количество циркулирующего раствора определяют по формуле

$$G_р = G_в + g_т = $$
$$= 0{,}001 L\gamma (d_1 - d_2) \frac{k_р - \Delta k_р}{\Delta k_р} \text{ кг/ч}. \quad (7.133)$$

Здесь $L\gamma$ — количество осушаемого воздуха в *кг/ч*;
d_1, d_2 — начальная и конечная влажность воздуха в *г/кг*.

Количество раствора $G_р^{об}$, необходимое для заполнения системы, определяется ее емкостью V *м*³ и удельным весом раствора $\gamma_р$ *кг/м*³:

$$G_р^{об} = V\gamma_р \text{ кг}, \quad (7.134)$$

а количество содержащейся в нем соли

$$G_т^{об} = k_р G_р \text{ кг}. \quad (7.135)$$

Твердые адсорбенты удаляют водяной пар из воздуха вследствие того, что давление пара в их порах ниже парциального давления водяного пара в осушаемом воздухе.

В практике кондиционирования воздуха применяются главным образом силикагель и активированная окись алюминия, имеющие свойства, указанные в табл. 7.20, а также бокситы и древесный уголь.

Таблица 7.20

Адсорбент	Формула	Пористость в % объема	Удельный вес в *кг/м*³	Поглотительная способность в % к сухому весу
Силикагель	SiO_2	70	600—700	25—50
Окись алюминия	Al_2O_3	57	830	18—24

Эффективность сорбента зависит от температуры, влажности, скорости движения осушаемого воздуха и толщины слоя поглотителя.

Скорость набегающего потока воздуха следует принимать 0,3—0,5 *м/сек*, толщину слоя — не менее 50 *мм* и количество силикагеля в осушителе — 1 *кг* на 40 *м*³/*ч* осушаемого воздуха.

Схема процесса осушки воздуха адсорбентом на *I—d*-диаграмме представляется прямой постоянного теплосодержания $I_1 = \text{const}$, направленной справа вверх налево.

Адсорбенты обладают избирательной поглотительной способностью, например силикагель предпочтитель-

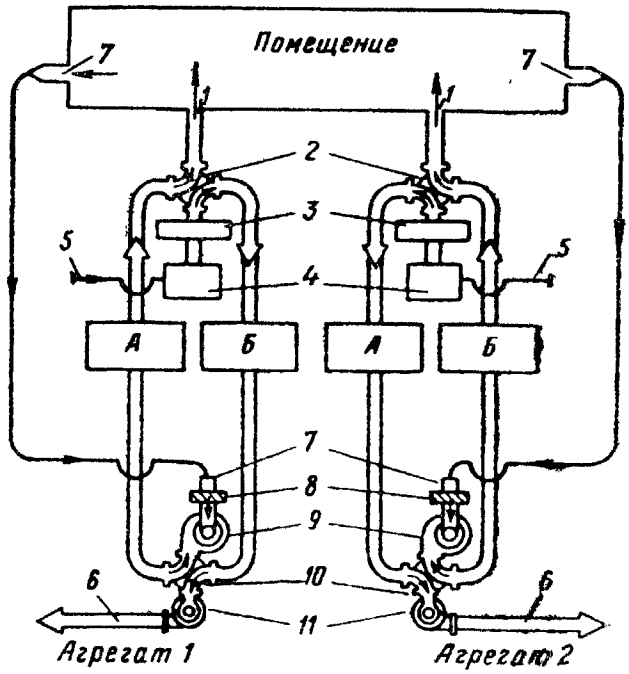


Рис. 7.52. Схема потоков воздуха в двухложевом осушительном агрегате

Агрегат 1 — ложе *А* работает на осушку воздуха, а ложе *Б* находится на реактивации; *агрегат 2* — ложе *Б* работает на осушку воздуха, а ложе *А* находится на реактивации; *1* — выход осушенного воздуха; *2* — верхний 4-ходовой клапан; *3* — нагреватель; *4* — фильтр; *5* — вход воздуха при реактивации геля; *6* — выход воздуха после реактивации; *7* — вход влажного воздуха; *8* — фильтр; *9* — вентилятор, подающий воздух на осушку; *10* — нижний 4-ходовой клапан; *11* — вентилятор, обслуживающий реактивацию

но поглощает водяные пары, а активированный уголь — пары органических соединений.

Для реактивации адсорбент нагревают так, чтобы давление пара адсорбированной влаги стало выше парциального давления водяного пара в воздухе, пропускаемом через реактиватор. Охлажденный адсорбент после реактивации имеет в порах давление водяного пара ниже парциального давления пара в воздухе.

Температура реактивации лежит в пределах от 75 до 300° С, для силикагеля ее принимают обычно 120° С.

На рис. 7.52 приведены принципиальные схемы потоков воздуха в двухложевом осушителе. Основной процесс осушки воздуха идет при постоянной скорости поглощения, которая затем резко сокращается.

Адсорбция возможна вплоть до полного насыщения сорбента, но практически процесс заканчивают в этот переходный момент, переключая работавшее ложе *А* (рис. 7.52) на реактивацию, а подготовленное ложе *Б* — на осушку.

При реактивации температура воздуха (по сухому термометру), выходящего из аппарата, резко поднимается и затем держится на постоянном уровне, пока большинство воды, содержащейся в материале, не испарится. Затем температура выходящего воздуха вновь резко повышается, что сигнализирует о конце процесса реактивации.

Воздух, выходящий из осушителя перед введением его в кондиционируемое помещение, обычно охлаждается, но в некоторых случаях, например при осушке подвалов, повышенная температура воздуха не является помехой и мер для его охлаждения не принимается.

Сопротивление слоя силикагеля толщиной δ *мм* при скорости набегающего потока v *м/сек* равно:

$$h = 4\delta v^2 \ кГ/м^2. \qquad (7.136)$$

Кривые равновесного состояния водяного пара в силикагеле и в осушаемом воздухе в зависимости от температуры воздуха, равной температуре геля, и от парциального давления паров воды или температуры точки росы воздуха приведены на рис. 7.53. Кривые асимптотически приближаются к оси x при 5—6% содержания влаги в геле. Это остаточное содержание соответствует реактивации геля при оптимальных условиях. Дальнейшее удаление влаги приводит к физическим изменениям силикагеля и снижению его адсорбционной способности, поэтому гели характеризуют «полезной концентрацией», обозначающей его поглотительную способность, исключая остаточное содержание влаги после реактивации.

При постоянных температурах воздуха и геля количество адсорбционной влаги находится в прямой зависимости от температуры точки росы воздуха. Если температура точки росы воздуха близка к температуре по сухому термометру ($\varphi \to 100\%$), то равновесное содержание воды в геле весьма близко к 40% его сухого веса при одинаковых температурах воздуха и геля.

Адсорбционные аппараты, представленные на рис. 7.52, делятся на тонкослойные и толстослойные (250 *мм* и более). Типичный цикл тонкослойного аппарата приведен на рис. 7.54, а толстослойного — на рис. 7.55.

Количество влаги, сорбируемой адсорбером, увеличивается при повышении точки росы поступающего воздуха, а при постоянной точке росы увеличивается с понижением температуры и увеличением насыщения воздуха. Увеличения производительности адсорбера можно достичь путем увеличения количества пропускаемого воздуха при одновременном повышении влажности на выходе из аппарата.

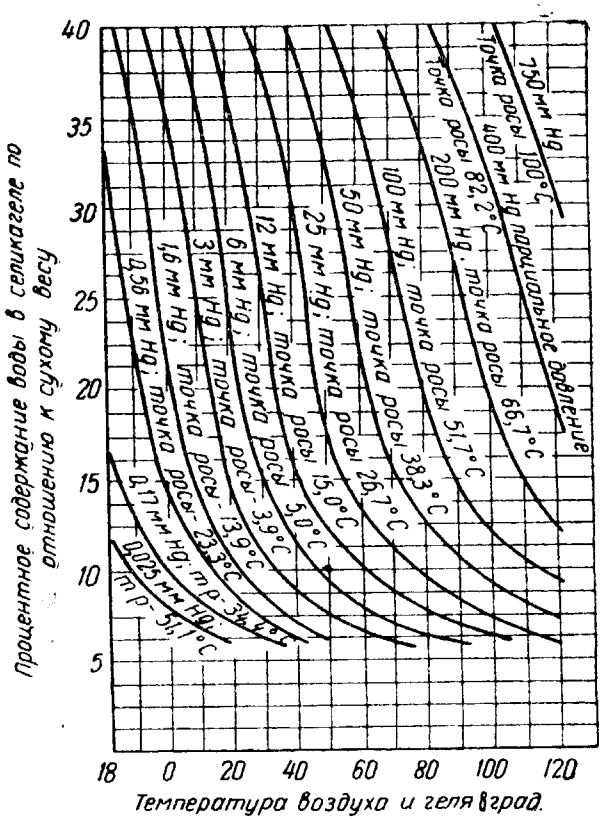


Рис. 7.53. Кривые равновесного состояния водяного пара в силикагеле с удельным весом 700 *кг/м*³

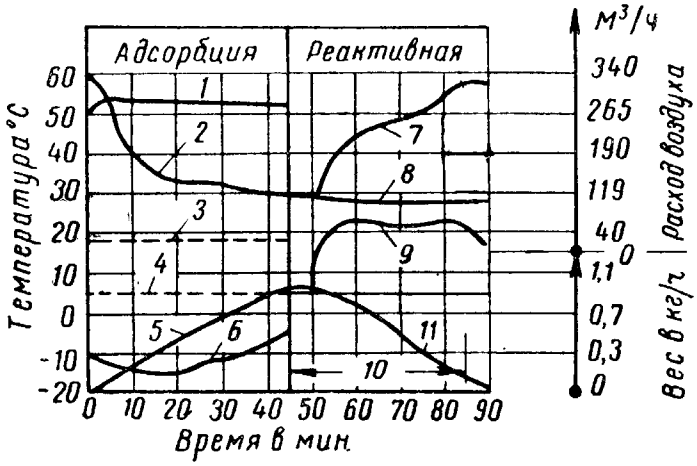


Рис. 7.54. Диаграмма типового цикла для осушителя с тонким слоем адсорбента

1 — количество воздуха; *2* — температура при выходе по сухому термометру; *3* — температура при входе по сухому термометру; *4* — температура точки росы при входе; *5* — вес поглощенной влаги; *6* — температура точки росы при выходе; *7* — температура по сухому термометру при выходе; *8* — количество воздуха; *9* — температура точки росы при выходе; *10* — нагреватель включен; *11* — вес испаренной влаги

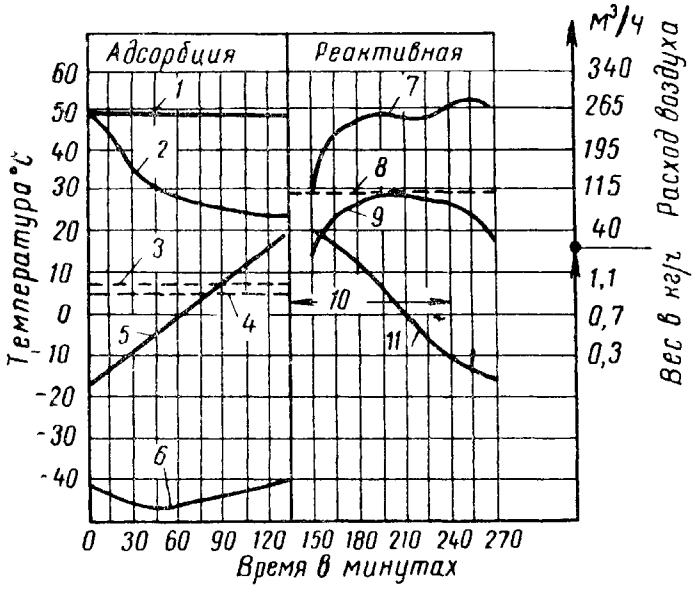


Рис. 7.55. Диаграмма типового цикла для осушителя с толстым слоем адсорбента

1 — количество воздуха; *2* — температура при выходе по сухому термометру; *3* — температура при входе по сухому термометру; *4* — температура точки росы при входе; *5* — вес поглощенной влаги; *6* — температура точки росы при выходе; *7* — температура при выходе по сухому термометру; *8* — количество воздуха; *9* — температура точки росы при выходе; *10* — нагреватель включен; *11* — вес испаренной влаги

Если осушаемый воздух имеет высокую температуру и, особенно, если после осушки необходимо получить низкую температуру точки росы, выгодно устанавливать предварительный охладитель для понижения температуры поступающего воздуха. В этом случае рабочая температура в адсорбере понизится, и общий коэффициент осушки существенно увеличится. С этой целью иногда воздухоохладители встраивают непосредственно в ложе адсорбента.

Пример 7.7. Задано охладить и осушить в абсорбере $L\gamma = 15\,000$ *кг/г* воздуха, имеющего начальную температуру $t_{c1} = 32°$, теплосодержание $I_1 = 17{,}3$ *ккал/кг* и влагосодержание $d_1 = 16$ *г/кг*, до температуры $t_{c2} = 22°$ С при теплосодержании $I_2 = 11{,}9$ *ккал/кг*, влагосодержании $d_2 = 11$ *г/кг*.

Решение. Осушку и охлаждение воздуха ведем в форсуночном абсорбере раствором хлористого кальция по схеме на рис. 7.56. Коэффициент эффективности влагообмена принимаем $E = 0{,}95$, тогда среднее влагосодержание воздуха у поверхности раствора

$$d_3 = d_1 - \frac{d_1 - d_2}{E} = 16 - \frac{16 - 11}{0{,}95} = 10{,}8 \text{ г/кг}.$$

Продолжив прямую *1—2* на *I—d*-диаграмме (рис. 7.56) до пересечения с $d_3 = 10{,}8$ *г/кг*, находим точку *3*, которая характеризуется температурой $t_{c3} = 21{,}5°$ С. Парциальное давление паров воды в этом воздухе равно приблизительно $p_3 \approx 10{,}8 \cdot 1{,}2 = 13$ *мм рт. ст.*

По диаграмме на рис. 7.49 средняя концентрация раствора, соответствующая условиям t_{c3} и p_3, равна 25%, а по табл. 7.18 теплоемкость раствора 0,7 *ккал/кг · град* и удельный вес 1234,6 *кг/м*³.

Принимаем, что колебания концентрации не должны превышать $\Delta k_p = 0{,}002$, следовательно, в системе должно циркулировать раствора не менее (7.133):

$$G_p = 0{,}001 \cdot 15\,000\,(16 - 11)\,\frac{0{,}25 - 0{,}002}{0{,}002} = 9300 \text{ кг/ч}.$$

Количество тепла, передаваемое раствору:
а) за счет конденсации влаги и охлаждения воздуха

$$15\,000\,(17{,}3 - 11{,}9) = 81\,000 \text{ ккал/ч};$$

б) тепло растворения, гидратации и разбавления по 175 *ккал/кг* на 1 *кг* влаги (рис. 7.50):

$$\frac{15\,000\,(16 - 11)}{1000}\,175 = 13\,100 \text{ ккал/ч};$$

всего 81 000+13 100=94 100 *ккал/ч*.

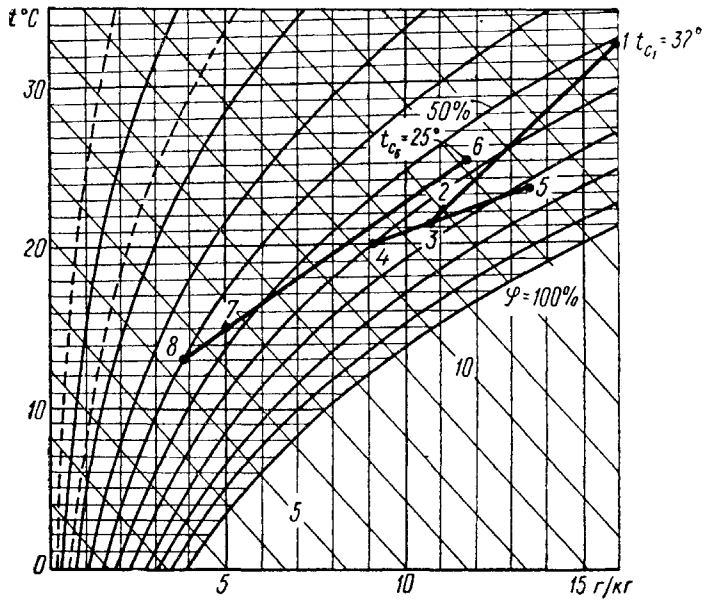


Рис. 7.56. Схемы процессов осушки воздуха рассолом, построенные на *I—d*-диаграмме

Разность температур раствора в процессе будет равна:

$$\frac{94\,100}{9300 \cdot 0{,}7} = 14{,}5°.$$

Однако нагрев раствора в осушителе не должен превышать 3°, следовательно, количество циркулирующего раствора должно быть доведено до $\frac{14{,}5}{3}\,9300 = 45\,000$ *кг/ч*.

Коэффициент орошения $\mu_p = \frac{45\,000}{15\,000} = 3$ *кг/кг*.

Начальная температура раствора $t_4 = 21{,}5 - 0{,}5 \cdot 3 = 20°$ С и конечная $t_5 = 20 + 3 = 23°$ С. При концентрации раствора 25% этим температурам по номограмме на рис. 7.49 соответствует парциальное давление паров над раствором соответственно 11 и 16 *мм рт. ст.* и влагосодержание воздуха $d_4 = 11 : 1{,}2 = 9{,}2$ *г/кг* и $d_5 = 16 : 1{,}2 = 13{,}3$ *г/кг*.

По найденным температурам и влагосодержаниям воздуха строим на *I—d*-диаграмме (рис. 7.56) точки *4* и *5*, характеризующие начальное и конечное состояния раствора.

7.9. ХОЛОДОСНАБЖЕНИЕ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

А. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Источниками холода для систем кондиционирования воздуха (СКВ) могут служить естественное испарение воды в атмосфере, артезианская вода, вода холодных рек и озер, лед и холодильные установки компрессионного, абсорбционного и пароэжекционного типов.

Прямое, косвенное или комбинированное испарительное охлаждение воздуха следует предусматривать,

как правило, в районах с сухим и жарким климатом, когда одним из этих способов можно обеспечить заданные параметры воздуха в помещениях.

Артезианскую воду, воду горных рек и озер следует применять в качестве холодоносителя, если это экономически целесообразно и, как правило, если температура воды позволяет получить необходимые параметры воздуха при нагреве воды не менее чем на 3°.

Применение льда, изготовляемого путем намораживания воды в бунтах или из водоемов, рекомендуется для систем, потребляющих до 150 тыс. *ккал/ч* холода при максимальной нагрузке. Использование льда, как правило, целесообразно в районах к северо-востоку от линии Ленинград — Волгоград — Алма-Ата. Намораживание и хранение льда следует производить в непосредственной близости от потребителя, чтобы лед не приходилось перевозить.

Производство искусственного холода связано с потерями холода на тракте хладагента и хладоносителя, а также при нагревании воды в циркуляционных насосах. Величину этих потерь при ориентировочных расчетах следует принимать равной: для малых установок холодопроизводительностью до 150 тыс. *ккал/ч* — 15—20%; для средних установок холодопроизводительностью от 150 до 1500 тыс. *ккал/ч* — 12—15%; для крупных установок холодопроизводительностью более 1500 тыс. *ккал/ч* — 7—12%.

При неравномерном потреблении холода в часы сниженных нагрузок рекомендуется предусматривать аккумуляцию холода в баках-аккумуляторах или в емких испарителях, допускающих намораживание льда на трубах.

Минимальная емкость системы холодоснабжения должна быть такова, чтобы число включений машин было не более 4 в час.

При потребности в искусственном холоде до 300 тыс. *ккал/ч* передачу холода от источника к воздухоохладителям иногда проектируют непосредственно с помощью фреона, который испаряется внутри воздухоохладителя.

Все более крупные системы холодоснабжения, а также большое количество систем производительностью менее 300 тыс. *ккал/ч*, как правило, проектируются с промежуточным хладоносителем — холодной водой или рассолами, за исключением случаев, когда хладагентом является вода, например в пароэжекторных установках.

Холодильные установки рекомендуется компоновать из двух и более однотипных холодильных машин, допускается установка одной машины, имеющей приспособления для автоматического регулирования производительности. Установка резервных холодильных машин, как правило, не допускается.

Б. ЕСТЕСТВЕННЫЕ ИСТОЧНИКИ ХОЛОДА

В качестве естественных источников холода для кондиционирования воздуха применяется: испарение воды при атмосферном давлении (см. установки косвенного и комбинированного испарения п. 7.7В), артезианская вода, а также вода холодных рек и озер и водяной лед.

Артезианская вода. Температура грунтовой воды при медленной смене ее в слое приблизительно равна температуре грунта на соответствующей глубине. На глубине 20—30 *м* от уровня земли грунт имеет постоянную температуру, приблизительно равную средней годовой температуре воздуха в данной местности, например для Москвы +5° С. При увеличении глубины скважины на каждые 33 *м* температура грунта и грунтовой воды повышается на 1°, так для Москвы на глубине 125 *м* в среднекаменноугольном водоносном горизонте вода имеет температуру 8—9°, а на глубине 220 *м* в нижнекаменноугольном водоносном горизонте 11—12°. В Ленинграде артезианская вода имеет температуру 10—11,5°, а в западных районах СССР — 6—7°.

Действительную температуру воды можно установить лишь путем соответствующих изысканий.

При использовании артезианской воды, воды горных рек и озер в камерах орошения, т. е. при прямом контакте воды с воздухом, подаваемым в помещение,

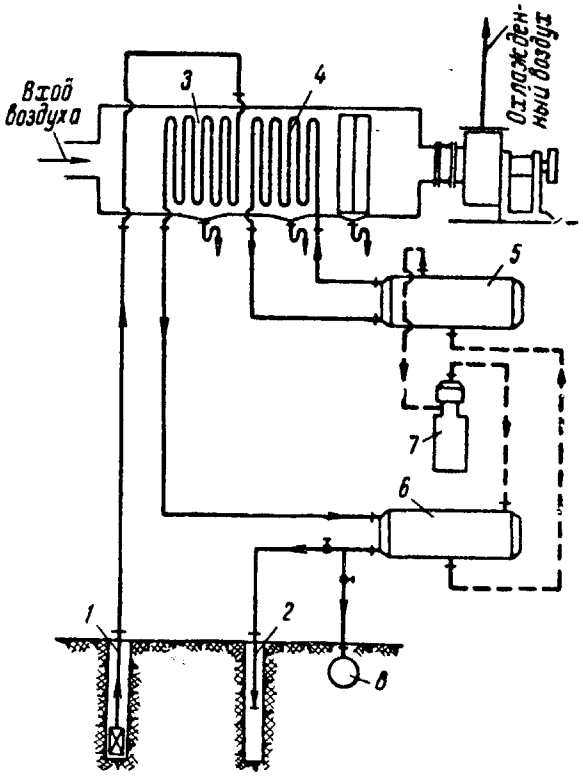


Рис. 7.57. Комбинированная схема с предварительным охлаждением воздуха артезианской водой

1 — артезианская скважина; *2* — диффузионная скважина; *3* и *4* — поверхностные воздухоохладители; *5* — испаритель; *6* — конденсатор; *7* — компрессор холодильной станции; *8* — коллектор канализации (вариант вместо скважины *2*)

вода должна быть питьевого качества по ГОСТ 2874—54.

Производительность артезианских скважин колеблется от 15—20 до 150—200 $м^3/ч$ воды, причем расстояние между соседними скважинами, забирающими воду из одного водоносного горизонта, не должно быть менее 250—300 *м*.

Повышение удельной холодопроизводительности воды от естественных источников достигается применением двухступенчатых камер орошения, многоходовых поверхностных воздухоохладителей и комбинированных

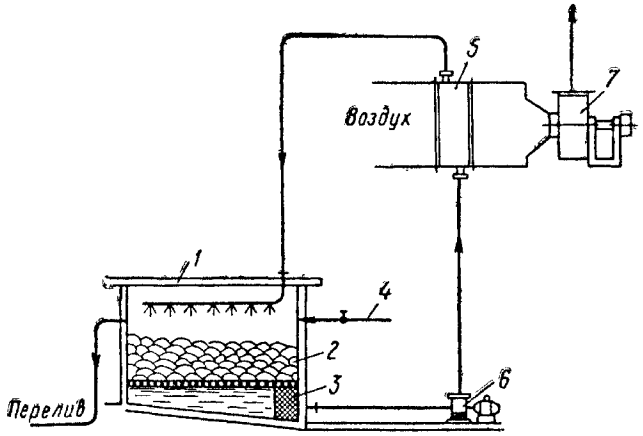


Рис. 7.58. Схема установки для охлаждения воды при помощи льда

1 — изолированный бак для льда; *2* — лед; *3* — фильтр для воды; *4* — водопровод; *5* — воздухоохладитель; *6* — насос; *7* — вентилятор

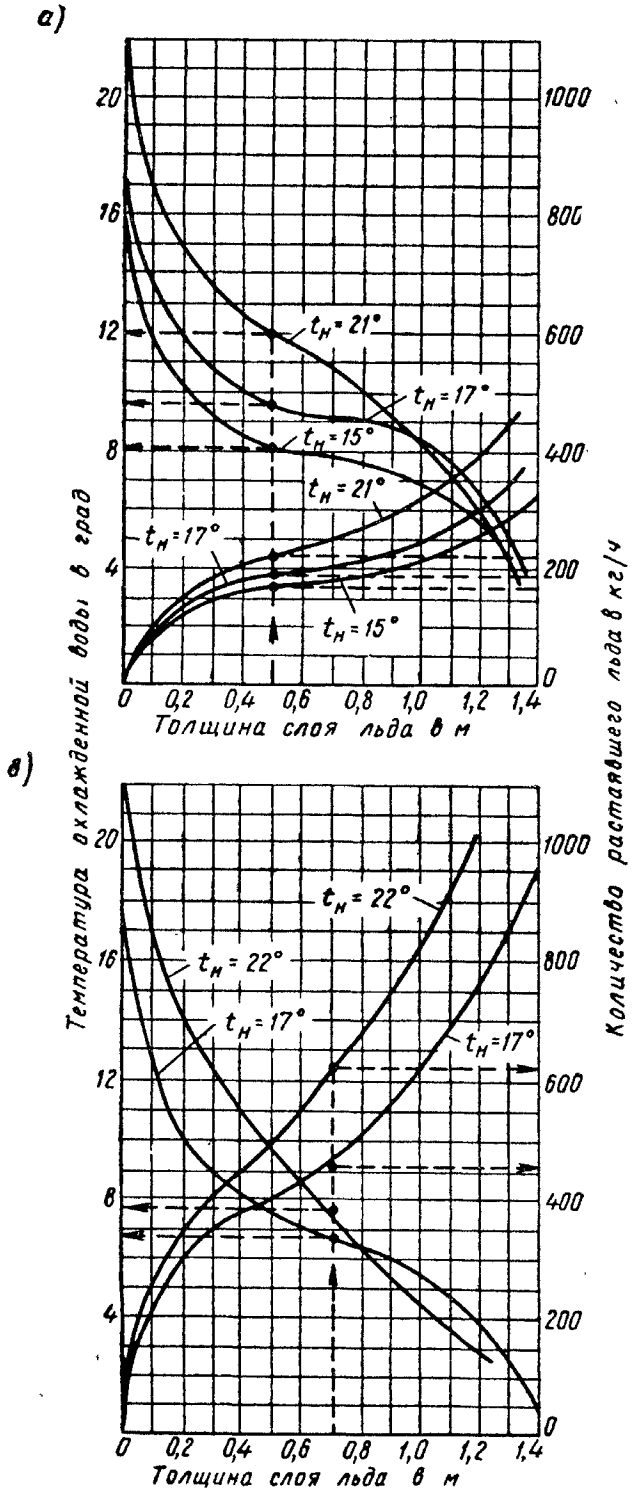


Рис. 7.59. Зависимость температуры охлажденной воды и количества растаявшего льда от плотности орошения и толщины слоя льда

а — при плотности орошения 2100 *кг/м² · ч*;
б — при плотности орошения 3100 *кг/м² · ч*;
в — при плотности орошения 4100 *кг/м² · ч*;
$t_н$ — начальная температура воды в *град*

систем, в которых отработанная вода используется в конденсаторах холодильных машин, например по схеме на рис. 7.57, однако временная жесткость воды при этом не должна превышать 10 *мг-экв/л* во избежание большого отложения солей в трубках конденсаторов.

В некоторых случаях целесообразно предварительное охлаждение артезианской воды в испарителях холодильных машин.

После повторного использования вода сбрасывается в канализацию или отводится в водоносные слои грунта. Возможно также использование отработавшей в кондиционерах воды для нужд производства.

В СССР восточнее и севернее линии Ленинград — Волгоград — Алма-Ата регулярно обеспечивается намораживание слоя льда от 2,5 до 3 *м*, а летнее таяние льда в утепленном бунте составляет 0,5—0,6 *м*.

Южнее границы Одесса — Грозный — Фрунзе возможно намораживание бунта толщиной не более 1 *м*, причем таяние в течение лета уменьшает высоту бунта на 0,5—0,6 *м*.

Средняя зона между упомянутыми границами дает промежуточные результаты.

Ледяной бунт сверху и с боков укрывают сплошными матами, а затем слоем древесных опилок (200—300 *кг/м*^{3}, $\lambda = 0{,}2 \div 0{,}3$ *ккал/м · ч · град*), соломы или камыша (150—200 *кг/м*^{3}, $\lambda = 0{,}3 \div 0{,}4$ *ккал/м · ч · град*) толщиной 500—750 *мм* в холодной климатической зоне и 750—1000 *мм* в средней зоне.

Прямой контакт между льдом из бунтов или водоемов и воздухом, подаваемым в помещение, не допускается по санитарным соображениям.

Для использования заготовленного льда в непосредственной близости к льдохранилищу устанавливается бак по схеме, приведенной на рис. 7.58.

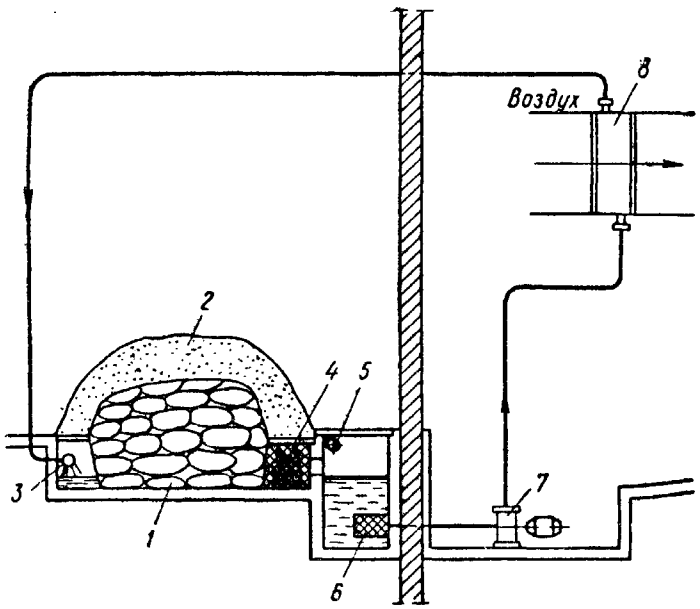


Рис. 7.60. Схема охлаждения воды в бунте льда

1 — бунт льда; *2* — изоляция; *3* — перфорированная труба; *4* — гравийный фильтр; *5* — переливная труба; *6* — фильтр; *7* — насос; *8* — воздухоохладитель

Данные канд. техн. наук П. В. Участкина о конечной температуре воды, охлаждаемой в баке, в зависимости от толщины слоя льда, количества и начальной температуры воды, подаваемой на 1 *м*^{2} горизонтальной проекции бака при насыпном весе дробленого льда $\gamma_н = 500$ *кг/м*^{3}, приведены на графиках рис. 7.59. Там же приведено количество таящего льда. Лед в баке должен поддерживаться на постоянном уровне. По другим данным, с мелкодробленого льда, имеющего поверхность 25—30 *м*^{2}/*м*^{3}, можно получить 3000—4000 *ккал/м*^{3} на один градус разности между средней температурой охлажденной воды и льда. Охлажденная вода может иметь температуру не ниже +0,5° С. При подаче рассола в зависимости от его концентрации может быть получен хладоноситель с температурой до —18° С.

Холодная вода может быть получена и непосредственно из бунта в установке, смонтированной по схеме, представленной на рис. 7.60, причем средний коэффициент теплоотдачи от такой воды к основанию льда бунта составляет около 100 *ккал/м*^{2} *· ч · град*.

Искусственный лед для целей кондиционирования воздуха в настоящее время практически не применяется, так как стоимость его в 4—5 раз выше естественного. Затраты энергии на производство водяного льда приблизительно в 3 раза выше затрат на производство искусственного холода при параметрах, обычных для условий кондиционирования воздуха.

Вода, получаемая из искусственного льда, приготовленного из воды питьевого качества, может быть непосредственно использована в камерах орошения кондиционеров.

В. НАИБОЛЕЕ УПОТРЕБИТЕЛЬНЫЕ ХЛАДАГЕНТЫ

Для установок, снабжающих системы кондиционирования воздуха холодом, применяются фреоны и аммиак.

Фреоны представляют собой производные углеводородов: метана, этана, пропана, бутана.

Из фреонов употребляются главным образом CF_2Cl_2 — фреон 12, $CFCl_3$ — фреон 11, CHF_2Cl — фреон 22 и $C_2H_3F_2Cl$ — фреон 142, причем пока наиболее распространен фреон 12.

Фреон 12 — бесцветное вещество без запаха, негорюч и невзрывоопасен, обладает высокой способностью проникать через неплотности, интенсивно растворяет смазочные масла.

Сухой фреон 12 нейтрален почти ко всем металлам, но растворяет органические вещества. Присутствие влаги ведет к закупорке коммуникаций вследствие ее замерзания и возникновению коррозионных свойств фреона по отношению к металлам.

При соприкосновении с открытым пламенем и поверхностями, имеющими температуру около 500° С, фреон 12 разлагается, образуя токсичные соединения, в обычных же условиях он малотоксичен, но содержание его в воздухе 20% и более по объему недопустимо, так как понижает содержание кислорода и воздух становится непригодным для дыхания.

Аммиак — бесцветное вещество с резким запахом, кипит при —33° и атмосферном давлении, нейтрален к стали и чугуну, разрушающе действует на медь и ее сплавы, сильнотоксичен — предельная допустимая концентрация 20 *мг/м*^{3}, горюч, при содержании его 16—27% образует с воздухом взрывоопасную смесь.

Свойства насыщенных паров фреона 12 и аммиака приведены в табл. 7.21.

Таблица 7.21

Свойства насыщенных паров аммиака и фреона 12

Температура t в °С	Абсолютное давление p в кГ/см²	Удельный объем: жидкости v' в л/кг	Удельный объем: пара v'' в м³/кг	Энтальпия: жидкости i' в ккал/кг	Энтальпия: пара i'' в ккал/кг	Теплота парообразования r в ккал/кг
Аммиак						
—10	2,97	1,53	0,42	89,03	398,67	309,64
—8	3,22	1,54	0,388	91,21	399,27	308,06
—6	3,48	1,546	0,36	93,4	399,85	306,45
—4	3,76	1,553	0,334	95,59	400,42	304,83
—2	4,06	1,559	0,311	97,79	400,98	303,19
±0	4,38	1,565	0,290	100,0	401,42	301,52
+1	4,55	1,569	0,280	101,10	401,78	300,68
Фреон 12						
—6	2,57	0,7077	0,0685	98,67	136,32	37,65
—4	2,753	0,7107	0,0643	99,11	136,54	37,43
—2	2,944	0,7143	0,0603	99,53	136,77	37,21
±0	3,146	0,7173	0,0567	100,0	136,99	36,99
+2	3,468	0,722	0,0517	100,45	137,21	36,76
+4	3,58	0,724	0,0501	100,9	137,43	36,53

Г. КОМПРЕССОРНЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ СТАНЦИИ

При невозможности или экономической нецелесообразности использования естественных источников холода следует применять холодильные установки:

а) фреоновые поршневые при максимальной потребности в холоде до 3 млн. *ккал/ч*;

б) фреоновые центробежные — от 1 млн. *ккал/ч* и более;

в) аммиачные поршневые установки холодопроизводительностью от 150 тыс. *ккал/ч* до 10 млн. *ккал/ч* и центробежные от 9 млн. *ккал/ч* и более только для промышленных предприятий.

Режим работы холодильной машины определяется температурами:

t_0 — температура испарения холодильного агента в *град*, которая принимается исходя из условий работы системы кондиционирования воздуха;

$t_к$ — температура конденсации в *град*, которая принимается на 3—4° выше температуры воды, уходящей из конденсаторов;

$t_п$ — температура переохлаждения агента в *град*, которая принимается на 1—2° выше начальной температуры воды, подаваемой в конденсаторы.

Сравнивать холодильные машины между собой следует приводя их производительность к одной из «сравнительных температур»:

стандартные $t_0 = -15°$; $t_к = +30°$; $t_п = +25°$;

плюсовые фреоновые для кондиционирования воздуха $t_0 = +5°$; $t_к = +35°$; $t_п = +30°$;

нормальные (применяются редко) $t_0 = -10°$; $t_к = 25°$; $t_п = 15°$.

Основные данные о холодильных компрессорных станциях, работающих на фреоне 12 и аммиаке, приведены в табл. 7.22 и 7.23.

Таблица 7.22

Основные данные о холодильных компрессорных станциях, работающих на фреоне 12 при температуре испарения +2° и температуре конденсации +35°, по материалам ВНИИХолодмаша

Холодопроизводительность в тыс. *ккал/ч*: станции	Холодопроизводительность в тыс. *ккал/ч*: одной машины	Тип машины	Число оборотов в 1 *мин*	Количество машин	Мощность в *квт*: потребляемая	Мощность в *квт*: установленная	Расход воды на конденсаторы при подогреве 5° в м³/ч	Площадь, занимаемая установкой, в машзале в м²	Степень автоматизации установки
60	30	ХМФВ20	960	2	14	20	16	48	Полностью автоматизированная с автоматической защитой, надзор периодический
90	30	ХМФВ20	960	3	21	30	24	75	
89	44,5	ХМФВ20	1440	2	21	28	24	48	
133,5	44,5	ХМФВ20	1440	3	31,5	42	36	75	
120	60	ХМФУ40	960	2	28	40	31	60	То же
180	60	ХМФУ40	960	3	42	60	47	78	
196	98	ХМФУ40	1440	2	41	56	47	60	
294	98	ХМФУ40	1440	3	62	84	70	78	
240	120	ХМФУУ80	960	2	56	80	55	60	»
360	120	ХМФУУ80	960	3	84	84	83	108	
340	170	ХМФУУ80	1400	2	90	110	93	60	
510	170	ХМФУУ80	1400	3	135	165	140	108	
580	290	ФУ175	720	2	146	150	135	144	Пуск установки вручную, останов автоматический. Автоматически поддерживает температуру охлаждаемой воды. Имеет автоматическую защиту
870	290	ФУ175	720	3	204	225	280	162	
780	390	ФУ175	960	2	182	200	185	144	
1 170	390	ФУ175	960	3	273	300	275	162	
1 900	1900	ХТМФ235	Турбокомпрессоры	1	640	800	485	324	
3 800	1900	ХТМФ235		2	1 280	1600	970	360	
5 700	1900	ХТМФ235		3	1 920	2400	1455	540	
7 200	3600	ХТМ2-1-4000		2	2 720	3 000	1900	360	То же
10 800	3600	ХТМ2-1-4000		3	4 080	4 500	2850	540	
14 400	3600	ХТМ2-1-4000		4	5 440	6 000	3800	864	
18 000	3600	ХТМ2-1-4000		5	6 800	7 500	4750	1080	
21 600	3600	ХТМ2-1-4000		6	8 160	9 000	5700	1188	
28 800	3600	ХТМ2-1-4000		8	10 880	12 000	7600	1440	

Таблица 7.23

Основные данные о холодильных компрессорных станциях, работающих на аммиаке при температуре испарения 0° и температуре конденсации +35° (по материалам ВНИИХолодмаша)

Холодопроизводительность в тыс. ккал/ч		Тип машины	Число оборотов в 1 мин	Количество машин в шт.	Мощность в квт		Расход воды на конденсаторы при подогреве на 5° в м³/ч	Испаритель кожухотрубный		Конденсатор кожухотрубный		Площадь, занимаемая установкой, в м²		Степень автоматизации
станции	одной машины				потребляемая	установленная		марка	штук	марка	штук	машзал	площадка	
370	185	АВ-100	960	2	92	110	90	90 ИКТ	1	140 ктг	1	54	65	Пуск вручную, останов автоматический. Автоматически поддерживает температуру охлаждаемой воды
580	290	АУ-200	720	2	136	150	140	140 ИКТ	1	180 ктг	1	54	65	
870	290	АУ-200	720	3	204	225	200	180 ИКТ	1	140 ктг	2	72	120	
1180	590	АУУ-400	720	2	270	320	280	140 ИКТ	2	180 ктг	2	90	120	
1770	590	АУУ-400	720	3	405	480	420	250 ИКТ	2	300 ктг	2	108	144	
2360	590	АУУ-400	720	4	540	640	570	180 ИКТ	3	250 ктг	3	180	160	
2340	780	АУУ-400	960	3	522	600	560	180 ИКТ	3	250 ктг	3	108	180	
3120	780	АУУ-400	960	4	696	800	720	180 ИКТ	4	250 ктг	4	180	180	
2300	1150	АО-600	—	2	470	640	530	300 ИКТ	2	300 ктг	2	288	168	Ручное управление
3450	1150	АО-600	—	3	705	960	800	300 ИКТ	2	300 ктг	2	360	216	
4170	2250	АО-1200	—	2	940	1 260	975	600 ИКТ	2	600 ктг	2	288	168	
6300	2250	АО-1200	—	3	1 410	1 890	1 465	600 ИКТ	3	600 ктг	3	360	200	
8350	2250	АО-1200	—	4	1 880	2 520	1 950	600 ИКТ	4	600 ктг	4	432	330	
10 450	2250	АО-1200	—	5	2 350	3 150	2 440	600 ИКТ	4	600 ктг	5	504	400	
12 500	2250	АО-1200	—	6	2 820	3 780	2 925	600 ИКТ	5	600 ктг	6	575	460	
9 400	4700	ТКА-735	—	2	2 860	3 000	2 500	600 ИКТ	4	800 ктг	2	432	216	
14 100	4700	ТКА-735	—	3	4 290	4 500	3 750	600 ИКТ	6	800 ктг	3	540	338	Пуск и останов вручную. Параметры поддерживаются автоматически. Имеется автозащита
18 800	4700	ТКА-735	—	4	5 720	6 000	5 000	600 ИКТ	8	800 ктг	4	756	455	
23 500	4700	ТКА-735	—	5	7 150	7 500	6 250	600 ИКТ	10	800 ктг	5	864	572	
28 200	4700	ТКА-735	—	6	8 580	9 000	7 500	600 ИКТ	12	800 ктг	6	972	702	
32 900	4700	ТКА-735	—	7	10 010	10 500	8 750	600 ИКТ	14	800 ктг	7	1080	793	
37 600	4700	ТКА-735	—	8	11 440	12 000	10 000	600 ИКТ	16	800 ктг	8	1292	936	

Д. ПАРОЭЖЕКТОРНЫЕ И АБСОРБЦИОННЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ СТАНЦИИ

Холодильные установки с пароэжекторными машинами требуют малых первоначальных затрат, но стоимость эксплуатации высока. Их следует применять при малом числе часов работы в течение года (до 1000 *ч*), наличии дешевого пара давлением не менее 6 *кГ/см²* для мелких и средних машин и не менее 1 *кГ/см²* для крупных машин с барометрическими конденсаторами, при наличии дешевой охлаждающей воды для конденсаторов и в случаях, когда требуется снижение вибраций и динамических нагрузок на строительные конструкции.

Основные данные о холодильных станциях с пароэжекторными машинами приведены в табл. 7.24 (по данным ВНИИХолодмаша).

Абсорбционные холодильные машины работают на бинарных смесях, которые при равном давлении имеют резко отличающиеся температуры кипения, причем более легкокипящий компонент служит холодильным агентом, а труднокипящий — абсорбентом.

Таблица 7.24

Основные данные о холодильных пароэжекторных станциях (по материалам ВНИИХолодмаша)

Холодопроизводительность в тыс. ккал/ч		Тип машины	Количество машин в шт.	Температура воды в град	Количество охлаждаемой воды в м³/ч	Давление пара в кГ/см²	Расход пара в кг/ч	Температура охлаждающей воды в град	Расход охлаждающей воды в м/ч³	Площадь под установку в м²	Мощность в квт	
станции	одной машины										расходуемая	установленная
290	290	5—Э$_1$	1	4	175	6	1 800	24	300	108	16	20
						7	2 750	28	300	108		
580	290	5—Э$_1$	2	4	350	6	3 600	24	600	216	32	40
						7	5 500	28	600	216		
870	290	5—Э$_1$	3	4	525	6	5 400	24	900	324	48	60
970	970	11—Э	1	13	125	1	7 400	38	1740	60	11	14
						7	400*	—	—	—		
1940	970	11—Э	2	13	250	1	14 800	38	3480	90	13	20
						7	800*	—	—	—		
2910	970	11—Э	3	13	375	1	22 200	38	5220	130	21	34
						7	1 200*	—	—	—		
3870	970	11—Э	4	13	500	1	29 600	38	6960	150	26	40
						7	1 600*	—	—	—		
3970	2000	12—Э	2	9	700	6,5	25 000	30	3200	288	185	220
5955	2000	12—Э	3	9	1050	6,5	37 500	30	4800	432	208	265
7940	2000	12—Э	4	9	1400	6,6	50 000	30	6400	576	330	440

* Пар для вспомогательных эжекторов.

Бромистолитиевые абсорбционные установки рекомендуются при максимальных потребностях в холоде 150 тыс. *ккал/ч* и более при наличии дешевого тепла в виде пара давлением 0,7 *кГ/см²* и выше или горячей воды с температурой 75° С и выше или дешевого газового топлива, а также в случаях, когда требуется снижение вибраций или уменьшение динамических нагрузок на строительные конструкции.

Абсорбционные бромистолитиевые установки экономичней пароэжекторных по расходу тепла (в 4 раза меньше, чем пароэжекторные) и воды для охлаждения конденсаторов (в 2 раза меньше пароэжекторных), но характеризуются большой коррозионной активностью хладагента.

Водоаммиачные абсорбционные установки для кондиционирования воздуха применять не рекомендуется.

Е. СИСТЕМЫ ХОЛОДОСНАБЖЕНИЯ КОНДИЦИОНЕРОВ

Хладоносителем для систем кондиционирования воздуха, как правило, служит вода, а когда требуется глубокое охлаждение воздуха в качестве хладоносителя применяются растворы солей в воде (табл. 7.25 и 7.26), замерзающие при низких температурах, или хладагенты, и в частности фреон.

Таблица 7.25

Свойства растворов хлористого натрия

Удельный вес при 15° С в *кг/м³*	Содержание соли в растворе в %	Температура замерзания в °С	Теплоемкость при 0° С в *ккал/кг·град*	Коэффициент объемного расширения	Динамическая вязкость $\mu \cdot 10^4$ в *кг·сек/м²*			
					0° С	—5°	—10°	—15° С
1000	0,1	0	1,001	—	1,8	—	—	—
1010	1,5	—0,9	0,973	0,23	1,82	—	—	—
1020	2,9	—1,8	0,956	0,26	1,84	—	—	—
1030	4,3	—2,6	0,941	0,28	1,86	—	—	—
1040	5,6	—3,5	0,927	0,30	1,88	—	—	—
1050	7	—4,4	0,914	0,32	1,91	—	—	—
1060	8,3	—5,4	0,901	0,34	1,95	2,35	—	—
1070	9,6	—6,4	0,889	0,37	2	2,42	—	—
1080	11	—7,5	0,878	0,38	2,06	2,49	—	—
1090	12,3	—8,6	0,867	0,39	2,12	2,57	—	—
1100	13,6	—9,8	0,857	0,41	2,19	2,66	—	—
1110	14,9	—11	0,848	0,43	2,28	2,77	3,41	—
1120	16,2	—12,2	0,839	0,44	2,37	2,89	3,56	—
1130	17,5	—13,6	0,83	0,46	2,48	3,03	3,75	—
1140	18,8	—15,1	0,822	0,48	2,61	3,18	3,95	4,87
1150	20	—16,6	0,814	0,49	2,74	3,34	4,16	5,11
1160	21,2	—18,2	0,806	0,50	2,88	3,51	4,39	5,38
1170	22,4	—20	0,798	0,51	3,02	3,71	4,65	5,69

В настоящее время наиболее распространенным видом охладителя воздуха, особенно в центральных системах, является камера орошения, поэтому системы холодоснабжения часто зависят от способа присоединения камер орошения к хлодоносителю, их числа, от способа получения холода, расположения и расстояния потребителей от источника холода, а также от типа испарителя, если источником холода является холодильная станция.

Присоединение камер орошения к системе холодоснабжения бывает:

а) непосредственное для питания камер холодной водой, поступающей извне по схеме (рис. 7.61, *а*), с регулированием расхода воды или без него;

Таблица 7.26

Свойства растворов хлористого кальция

Удельный вес при 15° С в *кг/м³*	Содержание соли в растворе в %	Температура замерзания в °С	Теплоемкость при 0°С в *ккал/кг·град*	Коэффициент объемного расширения	Динамическая вязкость $\mu \cdot 10^4$ в *кг·сек/м²*		
					0°С	—10°	—15° С
1000	0,1	0,0	1,003	—	1,81	—	—
1010	1,3	—0,6	0,986	—	1,84	—	—
1020	2,5	—1,2	0,968	0,23	1,87	—	—
1030	3,6	—1,8	0,95	0,25	1,9	—	—
1040	4,8	—2,4	0,932	0,26	1,96	—	—
1050	5,9	—3	0,915	0,27	2,02	—	—
1060	7,1	—3,7	0,899	0,28	2,07	—	—
1070	8,3	—4,4	0,882	0,29	2,13	—	—
1080	9,4	—5,2	0,866	0,3	2,2	—	—
1090	10,5	—6,1	0,851	0,31	2,27	—	—
1100	11,5	—7,1	0,836	0,32	2,34	—	—
1110	12,6	—8,1	0,822	0,33	2,43	—	—
1120	13,7	—9,1	0,808	0,35	2,52	—	—
1130	14,7	—10,2	0,795	0,36	2,61	4,14	—
1140	15,8	—11,4	0,782	0,38	2,71	4,3	—
1150	16,8	—12,7	0,77	0,39	2,82	4,45	—
1160	17,8	—14,2	0,758	0,4	2,93	4,6	—
1170	18,9	—15,7	0,747	0,41	3,05	4,76	6,27
1180	19,9	—17,4	0,737	0,42	3,18	4,94	6,44

б) с помощью дополнительного насоса для питания камеры смесью воды, поступающей извне и из поддона камеры, по схеме (рис. 7.61, *б*) с регулированием пропорции смеси, при переменном расходе воды из системы холодоснабжения и постоянном общем расходе воды, подаваемой к форсункам;

в) с помощью двух дополнительных насосов для питания по двухступенчатому циклу, представленному на рис. 7.61, *в*;

г) с помощью теплообменного аппарата и дополнительного насоса, включенных в систему орошения по схеме (рис. 7.61, *г*) или устанавливаемого в поддон камеры в виде змеевика.

Расход воды, поступающей извне, рассчитывается принимая во внимание (см. рис. 7.19):

температуру воды, подаваемой к форсункам . . . . . $t_{вн}$
то же, забираемой из поддона . . . . . $t_{вк}$
» подаваемой извне . . . . . $t_{вз}$
производительность циркуляционного насоса . . . . . W' *л/ч*

На основании тех же данных рассчитывают теплообменные аппараты, приведенные выше.

При заданном начальном I_1 и конечном I_2 теплосодержаниях воздуха, величине эффективности теплообмена E и коэффициента орошения μ *кг/кг* (п. 7.4) температура воды, подаваемой к форсункам камеры орошения, должна быть равна:

$$t_{вн} = t_т - \frac{I_1 - I_2}{\mu} \cdot \frac{1}{E} \text{ град}, \qquad (7.137)$$

а температура воды, забираемой из поддона:

$$t_{вк} = t_{вн} + (t_т - t_{вн})E \text{ град}. \qquad (7.138)$$

В обычных случаях для камер орошения, работающих с эффективностью теплообмена E от 0,75 до 0,95, температура воды, забираемой из поддона $t_{вк}$, для го-

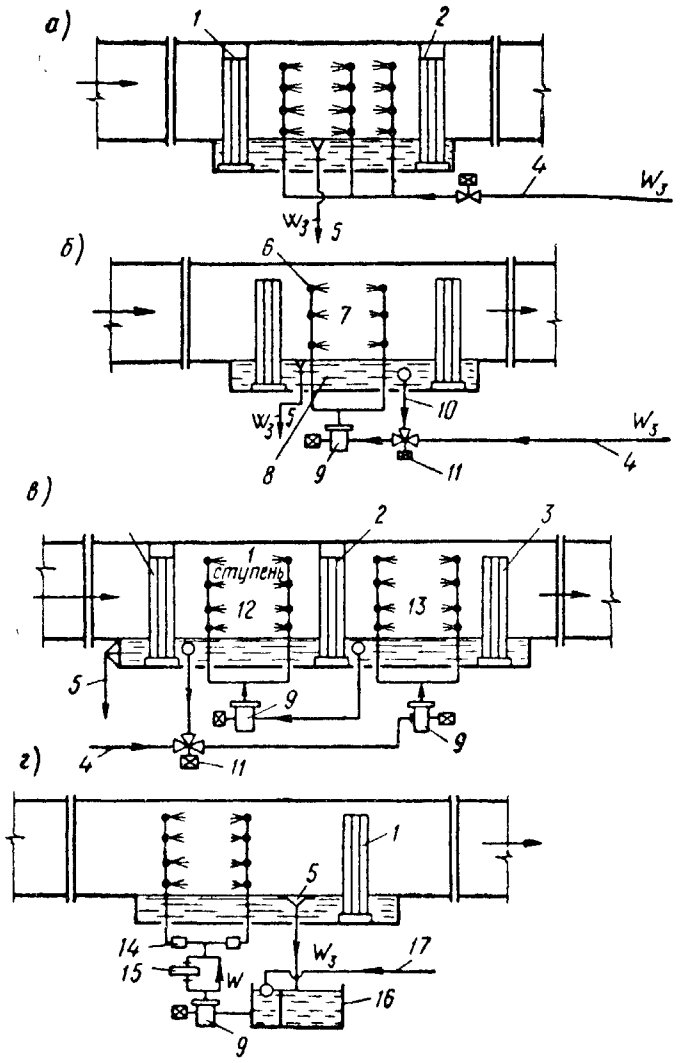


Рис. 7.61. Принципиальные схемы присоединения камер орошения к сетям холодоснабжения

а — непосредственно для питания камер; *б* и *в* — с помощью дополнительного насоса; *г* — с помощью теплообменного аппарата и дополнительного насоса
1—3 — сепараторы; *4* — трубопровод холодной воды; *5* — трубопровод отработавшей воды; *6* — форсунки; *7* — камеры орошения; *8* — поддон; *9* — насос; *10* — трубопровод рециркулирующей воды; *11* — трехходовой смесительный клапан; *12* и *13* — первая и вторая ступени камеры орошения; *14* — сетчатый фильтр для воды; *15* — теплообменник; *16* — гравийный фильтр для воды; *17* — водопровод

ризонтальных камер орошения при охлаждении воздуха принимается равной:

$$t_{в.к} = t_т - 1 \ град, \qquad (7.139)$$

а при нагреве воздуха

$$t_{в.к} = t_т + 1 \ град \qquad (7.139а)$$

температура $t_т$ определяется с помощью I—d-диаграммы влажного воздуха (см. рис. 7.19).

Температура воды, подводимой к форсункам, при заданной температуре $t_{вк}$ определяется по формулам:

а) при охлаждении воздуха

$$t_{вн} = t_{вк} - \frac{I_1 - I_2}{\mu} \ град; \qquad (7.140)$$

б) при нагревании воздуха

$$t_{вн} = t_{вк} + \frac{I_1 - I_2}{\mu} \ град. \qquad (7.141)$$

Количество воды, подаваемой извне, для камер, работающих на политропических режимах по схеме орошения, приведенной на рис. 7.61, *а, б*, при ее температуре $t_{в.з}$ равно:

$$W_з = \frac{Q_{пол}}{(t_{вк} - t_{вз})\,\gamma} \ м^3/ч, \qquad (7.142)$$

где γ — удельный вес воды (или рассола) в $кг/м^3$.

Температуры воды при входе в поверхностные воздухоохладители $t_{вн}$ и при выходе из них $t_{вк}$ определяются по указаниям, приведенным в п. 7.6. Б и В.

В камерах орошения, работающих с теплообменниками или на режимах адиабатического охлаждения и увлажнения воздуха, необходимо предусматривать пополнение естественной убыли воды, происходящей за счет испарения или утечек.

Пополнение производится через шаровой кран, устанавливаемый в поддоне, или резервуар перед циркуляционным насосом (рис. 7.61, *г*). Шаровой кран также необходим и для обеспечения зимних режимов в камерах, питаемых летом по схемам (рис. 7.61, *б, в*).

Количество воды, необходимое для пополнения естественной убыли, следует принимать в зависимости от типа установленных форсунок и производительности циркуляционного насоса W *л/ч:*

для грубого распыла	$W_з$=0,01 W *л/ч*
» среднего »	$W_з$=0,02 W »
» тонкого »	$W_з$=0,03 W »

Магистрали стока воды из камер орошения, присоединяемые к переливным устройствам, должны обеспечивать сброс поступающих расходов воды $W_з$.

Ответвления от поддона данного кондиционера до магистрали при снабжении по схемам, показанным на рис. 7.61, *б, в, г*, следует проверять на кратковременный пропуск количества воды, равного полной производительности циркуляционного насоса W *л/ч*, а при питании кондиционеров — по схеме 7.61, *а* или через шаровой кран на полную пропускную способность трубы, подведенной к форсункам или к шаровому крану.

Вода, рециркулирующая в системе орошения и подаваемая извне, должна подвергаться фильтрации при помощи сетчатых фильтров, а при возможности загрязнения ее волокнистой пылью — при помощи гравийных или песочных фильтров.

Схема снабжения холодной водой небольшой группы камер орошения, расположенной вблизи холодильной станции, имеющей закрытый испаритель, показана на рис. 7.62; сдвоенный бак должен быть расположен ниже поддонов камер орошения, так как вода из поддона поступает в бак самотеком. Ось насосов кондиционера и холодильной станции должна быть ниже уровня воды в баке. Насосы работают с постоянным расходом воды.

Схема снабжения холодной водой большого числа кондиционеров показана на рис. 7.63. При сокращении потребности в холодной воде трехходовые клапаны *3* или проходные клапаны *13* прикрывают ее поступление из трубопровода; давление в трубопроводе поднимается и датчик *7* открывает клапан *6*, спуская неиспользуемую воду в бак. Благодаря этому насос на холодильной станции работает с постоянным расходом воды.

Закрытая система холодоснабжения холодной водой и рассолами осуществляется по схеме, представленной на рис. 7.64. Уменьшение расхода воды в системе вслед-

ствие действия проходных регулирующих клапанов должно компенсироваться регулятором давления и клапаном, пропускающим хладоноситель по обводной линии. Сокращение общего количества хладоносителя, циркулирующего через испаритель, может привести к замораживанию.

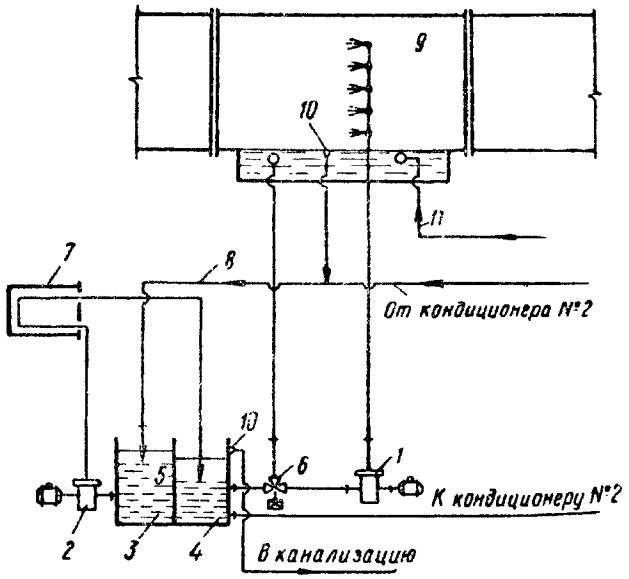


Рис. 7.62. Схема снабжения холодной водой небольшой группы камер орошения, расположенной вблизи холодильной станции

1 — насос камеры орошения; *2* — насос холодильной станции; *3* — бак с отработанной водой; *4* — бак с холодной водой; *5* — внутренняя перегородка; *6* — трехходовой клапан; *7* — испаритель холодильной станции; *8* — самотечный трубопровод; *9* — камера орошения; *10* — перелив; *11* — питание водопроводной водой через шаровой клапан

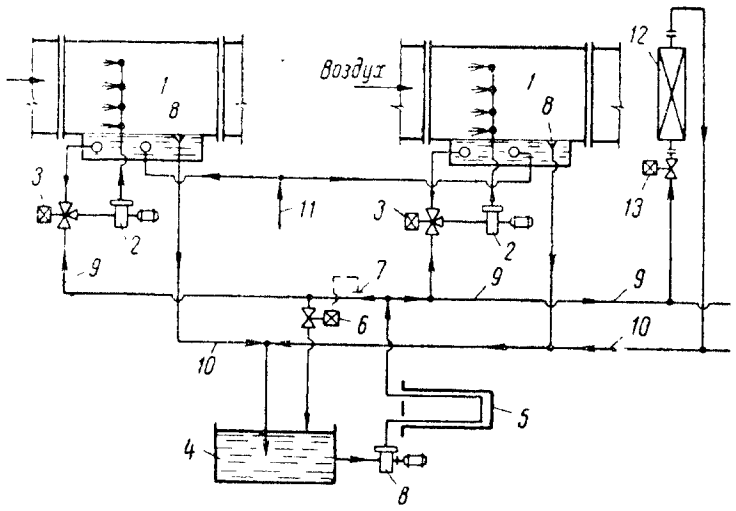


Рис. 7.63. Схема снабжения камер орошения холодной водой при большом числе кондиционеров

1 — камеры орошения; *2* — насосы кондиционеров; *3* — трехходовые клапаны; *4* — бак для воды на холодильной станции; *5* — испаритель холодильной станции; *6* — проходной клапан; *7* — регулятор давления; *8* — переливные трубы из поддонов кондиционеров; *9* — напорный трубопровод холодной воды; *10* — самотечный трубопровод; *11* — питание водопроводной водой через шаровые краны; *12* — воздухоохладитель; *13* — проходной клапан

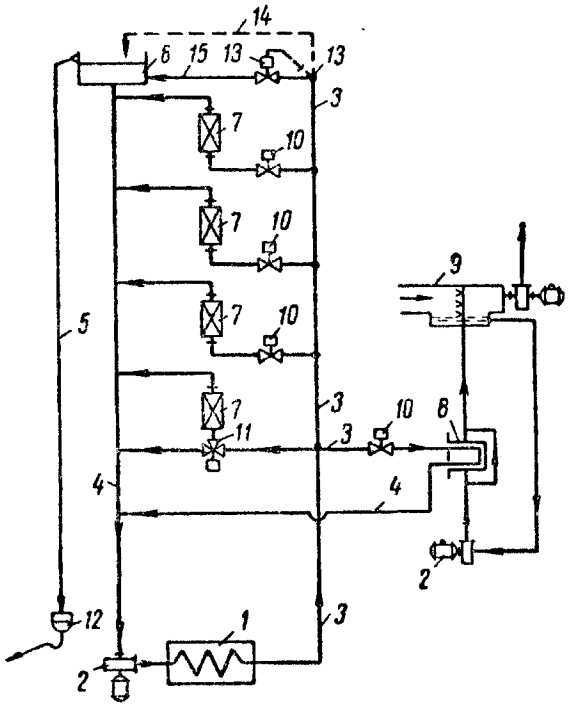


Рис. 7.64. Закрытая система холодоснабжения

1 — испаритель холодильной станции; *2* — насос; *3* — подающий трубопровод; *4* — обратный трубопровод; *5* — переливная труба; *6* — расширитель; *7* — поверхностный воздухоохладитель; *8* — поверхностный охладитель воды; *9* — камера орошения кондиционера; *10* — проходной регулирующий клапан; *11* — трехходовой регулирующий клапан; *12* — раковина; *13* — регулятор давления; *14* — воздушная линия; *15* — перепускной трубопровод

Ж. ВОДЯНЫЕ АККУМУЛЯТОРЫ ХОЛОДА

Водяные аккумуляторы рассчитываются исходя из потребности систем кондиционирования воздуха в холоде в течение расчетных суток, в то время как расчет максимальной потребности холода ведется на основании часовой потребности при расчетных параметрах наружного воздуха, регламентируемых СНиП II-Г.7-62, п. 2.20 и 4.08.

В среднем в течение суток наиболее высокая температура и теплосодержание воздуха приходятся на 15 *ч*; к ним и относят расчетные параметры, а сутки, которые характеризуются этими условиями, называют расчетными.

Системы кондиционирования воздуха, подающие в помещение постоянные количества обработанного наружного воздуха или смеси наружного и рециркуляционного воздуха, если последний подмешивается в кондиционере до камеры орошения или до воздухоохладителя, в дальнейшем называют системами *первого типа*. Потребность в холоде для этих систем не зависит от изменений избытков тепла в помещениях, так как уменьшение теплоизбытков компенсируется подогревом воздуха в калориферах второго или местного подогрева. Она изменяется только с изменением количества и параметров наружного воздуха, обрабатываемого в кондиционере, и зависит от продолжительности работы системы в течение расчетных суток.

Системы кондиционирования воздуха, которые изменяют количество воздуха, подаваемого в помещения, в зависимости от изменений избытков тепла в помещениях периодически полностью выключаются или изменяют количество воздуха, поступающего на вторую рециркуляцию, называют *системами второго типа.*

Потребность в холоде систем второго типа изменяется с изменением количества и параметров обрабатываемого наружного воздуха в зависимости от колебания избытков тепла в обслуживаемых помещениях

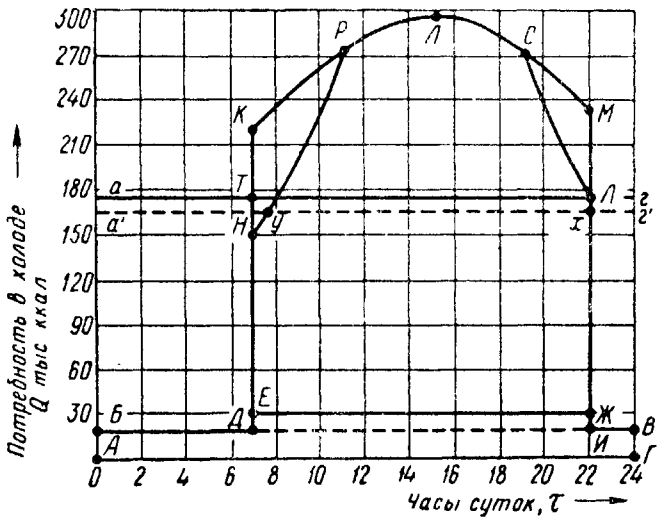


Рис. 7.65. Почасовой график расхода холода системами кондиционирования воздуха

и от продолжительности работы системы в течение расчетных суток.

Для определения суточного расхода холода строится почасовой график в координатах τ и Q (рис. 7.65) в виде кривой *АБДЕКЛМЖИВГ* для системы с кондиционером первого типа, и кривой *АБДЕНРЛСПЖИВГ* для системы с кондиционером второго типа, где Q — часовые расходы холода в *ккал/ч* и τ — время в часах расчетных суток.

Планиметрируя площадь, ограниченную полученной кривой (рис. 7.65), находят общий расход холода $Q_{сут}$ в течение расчетных суток.

Минимальная полезная производительность холодильной станции, работающей с аккумуляцией холода, равна:

$$Q_{х.ст} = \frac{Q_{сут}}{P} \text{ ккал/ч}, \qquad (7.143)$$

где P — продолжительность работы холодильной станции в течение суток; допускается принимать $P=24$ *ч*, если круглосуточная работа станции с полной нагрузкой продолжается не более 7 суток подряд; при более продолжительных периодах принимать $P \leqslant 22$ *ч*.

Полная производительность холодильной станции $Q_{х.пол}$ определяется с учетом поступлений тепла (потерь холода):

$\Delta Q_{хл}$ — за счет теплопередачи в сети хладоносителя и работы насосов системы холодоснабжения в *ккал/ч*;

$\Delta Q_{хд}$ — за счет теплопередачи в сети и аппаратуре, по которой проходит хладагент, в *ккал/ч*;

$$Q_{х.пол} = Q_{х.ст} + \Delta Q_{хл} + \Delta Q_{хд} = K_п Q_{х.ст}. \qquad (7.144)$$

Суммарные поступления тепла (потери холода) для ориентировочных расчетов (п. 7.9 «А») следует учитывать, деля их между величинами $\Delta Q_{хл}$ и $\Delta Q_{хд}$ с помощью формул:

$$\Delta Q_{хл} = 0{,}4\,(K_п - 1)\,Q_{х.ст}; \qquad (7.145)$$

$$\Delta Q_{хд} = 0{,}6\,(K_п - 1)\,Q_{х.ст}. \qquad (7.146)$$

Величину $K_п$ принимать в зависимости от полезной производительности станции от 1,07 до 1,2 см. п. 7.9А.

Величина полезной производительности холодильной станции $Q_{х.ст}$, найденная по формуле (7.143), откладывается на ординате графика на рис. 7.65, затем проводится прямая, например *аг* — для системы с кондиционером первого типа или *а'г'* для системы с кондиционером второго типа.

Количество холода, которое может быть аккумулировано, определяется площадью $Q_{ак}$, ограниченной сверху кривой расхода холода, а снизу — прямой, определяющей полезную часовую производительность холодильной станции $Q_{х.ст}$, т. е. площадью *ТКЛМП* для системы с кондиционером первого типа или площадью *УРЛСПХ* для системы с кондиционером второго типа.

Аккумуляторы холода включаются в сеть холодоснабжения по схеме (рис. 7.66) последовательного или параллельного (рис. 7.67) присоединения.

При последовательном присоединении аккумулятора насосы *1'* и *1''* нагнетают воду с температурой t и $t''_н$ в форсунки *2'* камеры орошения и в воздухоохладитель *2''*, откуда она поступает с приблизительно по-

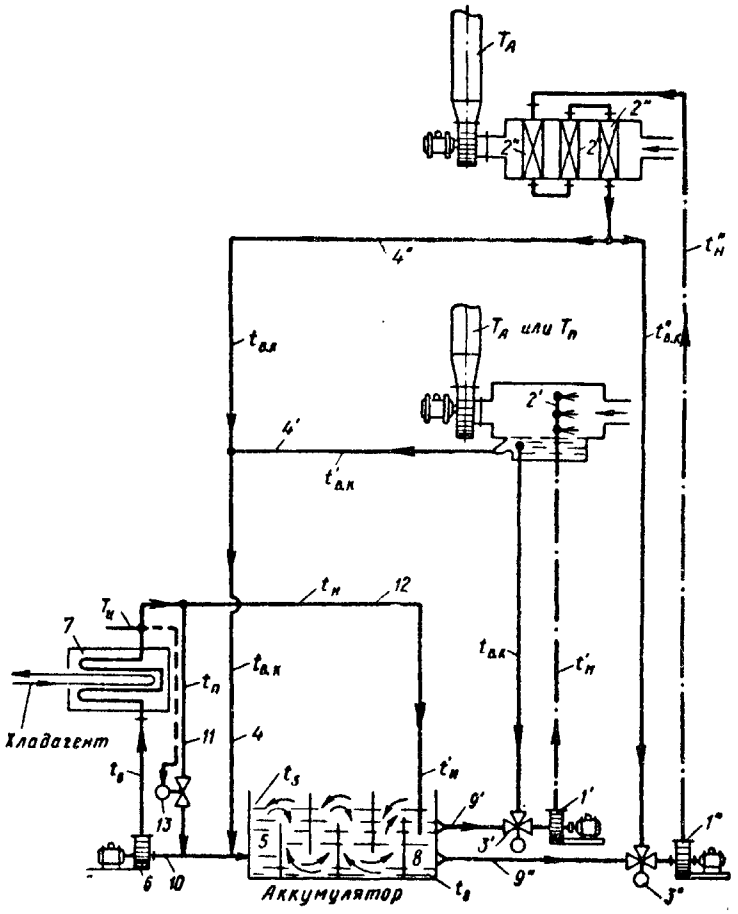


Рис. 7.66. Схема работы системы холодоснабжения с последовательно включенным аккумулятором холода

1', 1'' — насосы; *2'* — форсунки; *2''* — воздухоохладитель; *3', 3''* — трехходовой смесительный клапан; *4', 4'', 4* — трубопроводы; *5* — отсек; *6* — насос; *7* — испаритель; *8* — отсек; *9', 9'', 10, 11, 12* — трубопроводы; *13* — клапан

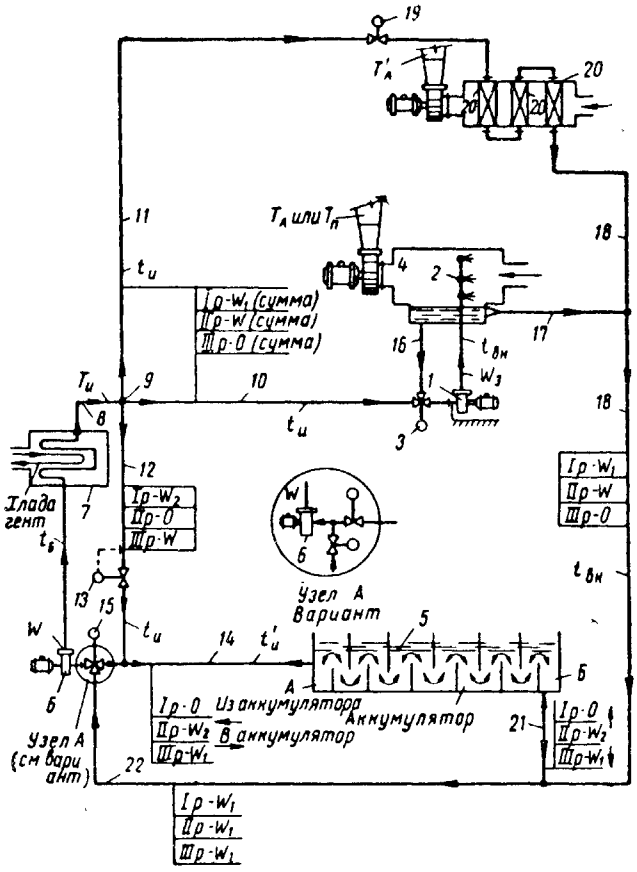


Рис. 7.67. Схема работы системы холодоснабжения с параллельно включенным аккумулятором холода

1 — насос; *2* — форсунки; *3* — трехходовой смесительный клапан; *4* — камера орошения; *5* — аккумулятор холода; *6* — насос; *7* —испаритель; *8* — трубопровод; *9* — узел; *10, 11, 12* — трубопроводы; *13* — регулятор давления; *14* — коллектор; *15* — трехходовой клапан; *16, 17, 18* — трубопроводы; *19* — проходной клапан; *20* — воздухоохладители; *21, 22* — трубопровод

стоянной температурой $t'_{в.к}$ и $t''_{в.к}$ к трехходовому смесительному клапану *3′—3″* или по трубопроводу *4′*, *4″* и *4* в трубопровод *10*, а затем частично в отсек *5* теплой воды аккумулятора или к насосу *6*, который нагнетает воду в испаритель *7*, где она охлаждается. Затем вода по трубопроводу *12* поступает в отсек *8* аккумулятора или по трубопроводу *11* через клапан *13* в трубопровод *10* и далее к насосу *6*.

Клапан *12* управляется терморегулятором $T_и$, обеспечивающим постоянство температуры воды за испарителем на заданном уровне.

Температуры воды $t_н$ и $t''_н$, непосредственно потребляемой кондиционерами, зависят от нагрузки на воздухоохладители. Они регулируются клапанами *3′* и *3″*, управляемыми терморегуляторами T_A или $T_п$.

В отсеке *8* полностью разряженного аккумулятора температура воды не должна подниматься выше $t_{8макс}$, которая нужна для работы кондиционера, потребляющего воду наиболее низкой температуры:

$$t_{8\ макс} = t_{в.к} - \frac{q_{мин}}{q_{макс}} \Delta t_в,$$

где $q_{мин}$ — минимальная нагрузка кондиционера, потребляющего наиболее холодную воду в момент максимальной разрядки аккумулятора, в *ккал/ч*;

$q_{макс}$ — максимальная нагрузка того же кондиционера в *ккал/ч*;

$\Delta t_в = t_{в.к} - t_{в.н}$ — разность температур воды в кондиционере при максимальной нагрузке в *град*;

$t_{в.к}$ — температура воды при выходе из кондиционера в *град*;

$t_{в.н}$ — температура воды при входе в кондиционер при максимальной нагрузке в *град*.

Средняя температура воды в незаряженном аккумуляторе равна:

$$t_{н.а} = \frac{t_{в.к} + t_{8\ макс}}{2}\ град, \qquad (7.147)$$

а разность температур между *8* и *5* отсеками незаряженного аккумулятора равна:

$$\Delta t_{ак} = t_{в.к} - t_{8\ макс}\ град. \qquad (7.148)$$

Средняя температура воды заряженного аккумулятора равна:

$$t_{за} = t'_и + \Delta t'_и - \frac{\Delta t_{ак}}{2}\ град, \qquad (7.149)$$

где $\Delta t'_и = t_6 - t_и$ — разность температур воды до и после испарителя холодильной установки в *град* (рис. 7.66).

Полезная емкость аккумулятора должна быть равна:

$$V_{ак} = \frac{Q_{ак}}{1000\,(t_{н.а} - t_{за})}\ м^3, \qquad (7.150)$$

где $t_{н.а}$ и $t_{за}$ — температура, определяемая по формулам (7.147) и (7.149).

Объем бака для аккумулятора холода до уровня установки переливной трубы должен быть больше потребной полезной емкости на объем воды, содержащейся в трубопроводах и теплообменниках, расположенных выше уровня воды в аккумуляторе, так как эта вода может слиться в бак в момент остановки насосов и не должна уйти в канализацию.

$$V_{пол} = V_{ак} + V_{тр}\ м^3. \qquad (7.151)$$

Для уменьшения размеров аккумуляторов, включаемых по схеме на рис. 7.66, температуру воды, подаваемую в воздухоохладители, следует назначать возможно более высокой из тех, которые необходимы для обеспечения заданного режима.

Производительность насоса *6* (рис. 7.66) зависит от типа и размеров испарителей, установленных на холодильной станции, в поперечном сечении которых должна быть обеспечена соответствующая скорость воды для создания условий надлежащего теплообмена, и от производительности холодильной станции $Q_{х.ст}$, но минимальная производительность насоса *6* равна:

$$W_н = \frac{Q_{х.ст} + \Delta Q_{хл}}{1000\Delta t_и} =$$

$$= [1 + 0{,}4\,(K_п - 1)]\,\frac{Q_{х.ст}}{1000\Delta t_и}\ м^3/ч. \qquad (7.152)$$

При параллельном присоединении аккумулятора холода (по схеме на рис. 7.67) насос *6* подает в испаритель *7* холодильной станции постоянное количество воды, соответствующее максимальной часовой потреб-

ности $W_{макс}$ $м^3/ч$ присоединенных воздухоохладителей. Вода постоянно охлаждается до возможно более низкой температуры $t_и$ и по трубопроводу *8* подводится к узлу *9*, из которого она может направиться к потребителям по трубопроводам *10* и *11* или по трубопроводу *12*, через регулятор давления «до себя» *13*, к коллектору *14*, из которого далее к насосу *6* через трехходовой клапан *15* или в аккумулятор холода *5*. Трехходовой клапан *15* управляется терморегулятором $T_и$, установленным в трубопроводе *8* и поддерживающим постоянную температуру воды, выходящей из испарителя.

Вода, поступающая по трубопроводу *10*, через трехходовой смесительный клапан *3* направляется к насосу *1* кондиционера и разбрызгивается через форсунки *2*, а затем из поддона забирается на частичную рециркуляцию по трубопроводу *16* или по трубопроводу *17* уходит через перелив в магистраль *18*, куда попадает также вода, поступающая по трубопроводу *11* через проходной клапан *19*, и воздухоохладители поверхностного типа *20*.

Если клапаны *3* и *19* частично закрывают проход для холодной воды, давление в узле *9* поднимается и регулятор давления «до себя» *13* отводит часть воды по трубопроводу *12*, из которого вода может попасть через трехходовой клапан *15* вновь к насосу *6* или по ответвлению *14* в холодный отсек *А* аккумулятора *5*.

Параллельное включение аккумулятора в систему холодоснабжения обеспечивает непосредственное снабжение потребителей холодной водой, прошедшей испарители и имеющей постоянную низкую температуру, что выгодно отличает способ параллельного присоединения аккумулятора (рис. 7.67) от последовательного (рис. 7.66). Значительно сокращаются также сечения трубопроводов, разводящих холодную воду к потребителям.

Если заряженный аккумулятор холода, включенный по схеме на рис. 7.67, будет наполнен холодной водой с постоянной температурой $t'_и$ *град*, а разряженный — водой с температурой $t_{в.к}$, то теоретически потребная емкость параллельно присоединенного аккумулятора равна:

$$V_m = \frac{Q_{ак}}{1000\,(t_{в.к} - t'_и)}\ м^3/ч. \qquad (7.153)$$

Практически в отсеках аккумулятора будет происходить перемешивание холодной воды, поступающей по трубопроводу *14*, с теплой водой $t_{в.к}$, которой наполнен аккумулятор до начала зарядки.

Температура воды в n-м отсеке аккумулятора после полного цикла зарядки, за который в аккумулятор поступит W_A $м^3$ воды с температурой $t'_и$, будет равна:

$$t_n \approx \frac{t'_и + t_{в.к}\left(2^n - 1\right)}{2^{m+n}} + \frac{t_{в.к}\left(2^m - 1\right) + t'_и\left(2^m - 1\right)^2}{2^{2m}}. \qquad (7.154)$$

Здесь

$$m = \frac{W_A}{V_п} n \approx \frac{W_A}{V_m} n; \qquad (7.155)$$

$V_п$ — полезная емкость аккумулятора определяется по формуле (7.156) после вычисления $t_п$ по формуле (7.154), поэтому практически вычисления m следует ограничивать приблизительным результатом, пользуясь теоретической емкостью V_m вместо $V_п$.

Задавшись числом отсеков аккумулятора n, следует найти среднюю температуру воды заряженного аккумулятора $t_{н.ср}$ как полусумму температур в первом и последнем (n-м) отсеках или (что более точно) как среднюю из температур во всех отсеках, определяемых по формуле (7.154).

Полезная емкость параллельно присоединенного аккумулятора равна:

$$V_п = \frac{Q_{ак}}{1000\,(t_{к.ср} - t_{н.ср})}\ м^3, \qquad (7.156)$$

где $t_{к.ср} = t_{в.к} - \left(t_{н.ср} - t'_и\right)$ *град*.

Производительность насоса *6* при присоединении по схеме на рис. 7.67 должна быть равна

$$W_н = \frac{\Delta Q_{хл} + q_{макс}}{1000\Delta t_и} = \frac{q_{макс} + 0{,}4\,(K_п - 1)\,Q_{х.ст}}{1000\Delta t_и}\ м^3/ч, \qquad (7.157)$$

где $q_{макс}$ — максимальная часовая потребность в холоде, определяемая для 15 *ч* при $\delta = 0$;

$K_п$ — коэффициент, примененный для формулы (7.144);

$\Delta t_и = t_в - t_и$ — разность температуры воды до и после испарителя холодильной станции в *град*.

Пример 7.8. Рассчитать аккумулятор холода для системы кондиционирования воздуха, имеющей максимальную производительность 100 000 *кг/ч* воздуха. Система работает 15 *ч* в сутки с 7 до 22 *ч*.

Температура воды, подводимой к кондиционеру при полной нагрузке, 11° С. Температура воды, стекающей из кондиционера, постоянна (не зависит от нагрузки) и равна +13° С.

Поступления тепла через стенки аккумулятора холода ориентировочно составляют 20 000 *ккал/ч* (требует уточнения).

Потребность в холоде по часам суток для систем с кондиционерами первого типа представлена площадью, ограниченной линией *АБДЕКЛМИВГ* на рис. 7.65, причем прямоугольник *АБВГ* представляет потери холода в аккумуляторе $q_а$, прямоугольник *ДЕЖИ* — потери в насосе кондиционера, а площадь *ЕКЛМЖ* — расходы холода, связанные с обработкой воздуха в кондиционере.

Планиметрируя площадь, ограниченную кривой *АБДЕКЛМНЖИВГ*, находим, что суточный расход холода для системы равен $Q_{сут}$=4 211 200 *ккал/сутки*, а полезная производительность холодильной станции, работающей 24 *ч* в сутки, должна быть равна (7.143):

$$\frac{4\,211\,200}{24} = 175\,460\ ккал/ч.$$

Полезная производительность холодильной станции представлена прямоугольником *АагГ* на рис. 7.65, а с учетом потерь холода при его производстве (7.144) равна: 1,12 · 175 460 = = 196 500 *ккал/ч* вместо (2,64 · 100 000+10 000) · 1,12=306 900 *ккал/ч*, т. е. составляет 65% производительности холодильной станции, не имеющей аккумулятора.

Полезная производительность станции 175 460 *ккал/ч* меньше потребной в первый час работы кондиционера 222 740 *ккал/ч*, следовательно, аккумулятор начнет расходовать холод одновременно с пуском кондиционера в 7 *ч* утра.

Количество холода, которое должно быть аккумулировано, для системы находим, планиметрируя площадь *ТКЛМП*; оно равно 1 579 300 *ккал*.

Принимаем аккумулятор с параллельным включением (рис. 7.67) в сеть холодоснабжения. Тогда производительность насоса *6*, подающего воду в испаритель (7.157), равна:

$$\frac{294\,020 + 0{,}4\,(1{,}12 - 1)\,175\,460}{4 \cdot 1000} = 75{,}5\ м^3/ч.$$

Поступления тепла в сеть хладоносителя равны (7.145) 0,4(1,12—1)175 460=8420 *ккал/ч*, поэтому вода, охлажденная в испарителе до 4° С, при выходе с холодильной станции будет иметь температуру

$$t'_и = t_и + \frac{\Delta Q_{хл}}{W_н 1000}\ 4 + \frac{8420}{75{,}5 \cdot 1000} = 4{,}1°\ С.$$

Теоретически потребная емкость аккумулятора (7.153):

$$\frac{1\,579\,300}{1000\,(13-4{,}1)} = 177\ м^3.$$

Зарядка аккумулятора продолжается с 22 до 7 ч (9 ч). За это время насос подаст воды

$$75{,}5 \times 9 = 680\ м^3.$$

Испаритель холодильной станции в состоянии охладить подаваемую воду на

$$\frac{175\,460 + 8420}{75{,}5 \cdot 1000} = 2{,}4°,$$

т. е. с 6,4 до 4°.

В отсек A аккумулятора (рис. 7.67) поступает вода с температурой 4,1° и из отсека $Б$ выходит с температурой, теоретически равной 13° (при отсутствии перемешивания), следовательно, за цикл зарядки через аккумулятор должно пройти $\frac{1\,579\,300}{1000(13-4{,}1)} = 177\ м^3$, т. е. полная емкость аккумулятора

Проектируем аккумулятор с $n=5$ отсеками, тогда (7.155) количество смен воды в отсеках выразится величиной

$$m = \frac{177}{177}\,5 = 5.$$

Температура воды в отсеке $Б$ (пятый отсек) после зарядки (7.154) будет равна:

$$\frac{4{,}1 + 13\,(2^5 - 1)}{2^{5+5}} + \frac{13\,(2^5 - 1) + 4{,}1\,(2^5 - 1)^2}{2^{10}} = 4{,}6°\ С,$$

а в отсеке A (первый)

$$\frac{4{,}1 + 13}{2^6} + \frac{13\,(2^5 - 1) + 4{,}1\,(2^5 - 1)^2}{2^{10}} = 4{,}5°.$$

Средняя температура заряженного аккумулятора

$$\frac{4{,}6 + 4{,}5}{2} = 4{,}55°\ С.$$

Средняя температура разряженного аккумулятора

$$13 - (4{,}6 - 4{,}5) = 12{,}9°\ С.$$

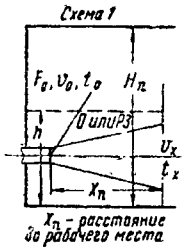
Полезная емкость аккумулятора

$$\frac{1\,579\,300}{1000\,(12{,}9 - 4{,}55)} = 190\ м^3.$$

Полная емкость аккумуляторов, принимая объем воды, сливающейся в аккумулятор при остановке насосов, равным 10 $м^3$, равна:

$$190 + 10 = 200\ м^3.$$

Основные схемы подачи притока компактными, плоскими и веерными

Место выпуска воздуха и тип струи	Схемы	№ формулы	Характеристика струи		Типы воздухораспределителя по табл. 8.2
1	2	3	4		5
В пределах рабочей или обслуживаемой зоны		1	Компактная	Свободная — начальный участок	Решетки 6—9 при параллельных направляющих
		2		Свободная — основной участок	
		3	Неполная веерная	Свободная — начальный участок	Распределитель 13 и решетки 14, 15 с углом $\beta_0 = 45 \div 90°$
		4		Свободная — основной участок	

Глава 8

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ВОЗДУХА В ПОМЕЩЕНИИ

8.1. ЗАКОНОМЕРНОСТИ ПРИТОЧНЫХ ТУРБУЛЕНТНЫХ СТРУЙ

В технике вентиляции, кондиционирования и воздушного отопления приточный воздух подается, как правило, турбулентными струями, имеющими температуру ниже или выше, чем температура воздуха помещения, причем развитие этих струй стеснено ограждениями помещения. Такие струи называются неизотермическими и стесненными. Изотермические струи, имеющие ту же температуру, что и воздух помещения, встречаются только при кондиционировании воздуха (переходные режимы от охлаждения к нагреву помещения).

Компактные приточные струи имеют параллельные векторы скоростей истечения. У веерных струй векторы скоростей истечения между собой составляют некоторый угол.

Скорости воздуха в рабочих зонах, на рабочих местах и в зонах пребывания людей ($v_{норм}$ *м/сек*) нормированы СНиП II-Г.7-62, а колебания температур обычно задаются в виде допустимых пределов ($\Delta t_{доп}$ *град*) при проектировании кондиционирования воздуха и иногда при вентиляции и отоплении.

Между нормируемыми величинами для скоростей воздуха $v_{норм}$ и максимальными скоростями в струе v_x, а также между связанными с ними величинами разности температур $\Delta t_{доп}$ и Δt_x установлена следующая зависимость:

а) если постоянные рабочие места или места постоянного пребывания людей находятся в зоне прямого воздействия приточной струи, то максимальную скорость воздуха в струе v_x следует принимать за нормируемую, а максимальную разность температур $\Delta t_x = t_п - t_x$ следует принимать за допустимую:

$$v_x = v_{норм} \ м/сек; \qquad (8.1)$$

$$\Delta t_x = \Delta t_{доп} \ град; \qquad (8.2)$$

б) если постоянные рабочие места находятся вне пределов прямого воздействия приточной струи, следует принимать:

$$v_x = 2v_{норм} \ м/сек; \qquad (8.3)$$

$$\Delta t_x = 2\Delta t_{доп} \ град; \qquad (8.4)$$

в) если рабочая или обслуживаемая зона омывается обратным потоком воздуха, возникающим вследствие действия приточных струй, следует принимать

$$v_{обр} = v_{норм} \ м/сек, \qquad (8.5)$$

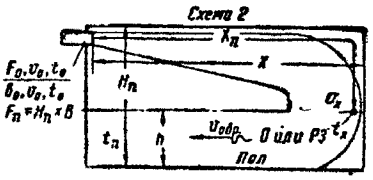
где $v_{обр}$ — максимальная скорость воздуха в обратном потоке.

Руководствуясь приведенными соотношениями между нормируемыми или допустимыми параметрами в рабочей или обслуживаемой зоне и максимальными параметрами в струе, приведенными в формулах (8.1)—(8.5), все расчеты распределения воздуха можно вести, основываясь на максимальных скоростях и разностях температур в струе.

Таблица 8.1

(неполными и полными) струями и формулы для их расчета

Условия, ограничивающие применение расчетных формул	Формулы для определения		Примечание
	v_0 в *м/сек*	Δt_x, $\Delta t_{обр}$ в *град*	
6	7	8	9
$\frac{x_п}{\sqrt{F_0}} \leqslant m_1$	v_x	Δt_0	—
$\frac{x_п}{\sqrt{F_0}} > m_1$	$v_x \frac{x_п}{m_1 K_в \sqrt{F_0}}$	$\Delta t_0 \frac{n_1 K_в \sqrt{F_0}}{x_п}$	—
$\frac{x_п}{\sqrt{F_0}} \leqslant m_1$	v_x	Δt_0	—
$\frac{x_п}{\sqrt{F_0}} > m_1$	$v_x \frac{x_п}{m_1 K_в \sqrt{F_0}}$	$\Delta t_0 \frac{n_1 K_в \sqrt{F_0}}{x_п}$	—

Место выпуска воздуха и тип струи	Схемы	№ формулы	Характеристика струи		Типы воздухораспределителя по табл. 8.2
1	2	3	4		5
В верхней зоне горизонтально струями, настилающимися на потолок	Схема 2 	5	Компактная настилающаяся	Свободная — основной участок	Распределитель 1—5, решетки 6—10 и 14 при параллельных направляющих
		6		Стесненная — основной участок	
		7	Компактная в начале	Обратный поток в О или РЗ	Распределители 1—5, решетки 6—10 и 14 при параллельных направляющих
		8	Неполная веерная	Свободная	Решетка 14 $\beta = 45°$
					Решетка 14 $\beta = 60°$
					Решетка 14 и 15 $\beta = 90°$
		9		Стесненная	Решетки 14 $\beta = 45°$
					Решетка 14 $\beta = 60°$
					Решетки 14 и 15 $\beta = 90°$
		10	Неполная веерная в начале	Обратный поток в О или РЗ	Решетка 14 $\beta = 45°$
					Решетка 14 $\beta = 60°$
					Решетки 14 и 15 $\beta = 90°$

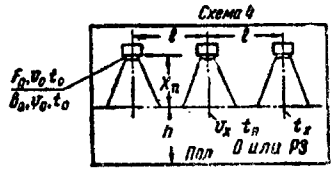
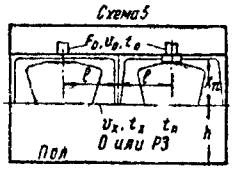
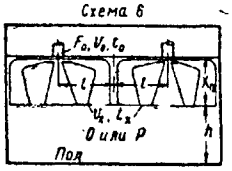
Продолжение табл. 8.1

Условия, ограничивающие применение расчетных формул	Формулы для определения		Примечание
	v_0 в *м/сек*	Δt_x, $\Delta t_{обр}$ в *град*	
6	7	8	9
$\frac{x_п}{\sqrt{F_п}} \leqslant 2{,}1$	$v_x \frac{x_п}{m_2 K_в \sqrt{F_0}}$	$\Delta t_0 \frac{n_2 K_в \sqrt{F_0}}{x_п}$	Условия настилания проверяются по формуле (8.16) При назначении v_x и $v_{обр}$ учитывать формулы (8.1)—(8.5)
При $\frac{x_п}{\sqrt{F_п}} > 2{,}1$ принимается меньшее из значений v_0, получаемых по формулам (6) и (7)	$v_x \frac{x_п}{m_2 K_в K_с \sqrt{F_0}}$	$\Delta t_0 \frac{v_x n_2^*}{v_п m_2}$	
При $\frac{x_п}{\sqrt{F_п}} > 2{,}1$ принимается меньшее из значений v_0, полученных по формулам (6) и (7)	$v_{обр} \frac{10{,}5}{m_1} \sqrt{\frac{F_п}{F_0}}$	$\Delta t_0 \frac{v_{обр} n_1^*}{v_0 m_1}$	
$\frac{x_п}{\sqrt{F_п}} \leqslant 1{,}1$ $\frac{x_п}{\sqrt{F_п}} \leqslant 0{,}8$ $\frac{x_п}{\sqrt{F_п}} \leqslant 0{,}5$	$v_x \frac{x_п}{m_2 K_в \sqrt{F_0}}$	$\Delta t_0 \frac{n_2 K_в \sqrt{F_0}}{x_п}$	Условия настилания проверяются по формуле (8.17) При назначении v_x и $v_{обр}$ учитывать формулы (8.1)—(8.5)
При $\frac{x_п}{\sqrt{F_п}}$ больше указанных для формулы (8) принимать меньшее из значений v_0, полученных по формулам (9) и (10)	$v_x \frac{x_п}{m_2 K_в K_с \sqrt{F_0}}$	$\Delta t_0 \frac{v_x n_2^*}{v_0 m_2}$	
	$v_{обр} \frac{c}{m_1} \sqrt{\frac{F_п}{F_0}}$ $c = 3{,}5$ при $\beta = 45°$; $c = 2{,}9$ „ $\beta = 60°$; $c = 2$ „ $\beta = 90°$	$\Delta t_0 \frac{v_{обр} n_1^*}{v_0 m_1}$	

Место выпуска воздуха и тип струи	Схемы	№ формулы	Характеристика струи		Типы воздухораспределителя по табл. 8.2
1	2	3	4		5
В верхней зоне горизонтально струями, настилающимися на потолок	Схема 2	11	Плоская	Свободная	Отверстия и решетки 19
		12		Стесненная	Отверстия и решетки 19
		13	Плоская в начале	Обратный поток в О или РЗ	Отверстия и решетки 19
В верхней зоне горизонтальными струями, ненастилающимися на потолок	Схема 3	14	Компактная	Свободная	Насадки 1—5, решетки 6—10 с параллельными направляющими
		15	Компактная в начале	Обратный поток в О или РЗ	
		16	Неполная веерная	Свободная	Решетка 14 $\beta = 45°$
					Решетка 14 $\beta = 60°$
					Решетки 14 и 15 $\beta = 90°$
		17	Плоская	Свободная	Отверстия и решетки 19
В верхней зоне струями, направленными вертикально вниз	Схема 4	18	Компактная	Свободная	Насадки 1—4 Решетки 6—9 с параллельными направляющими
		19		Стесненная	
		20			Плафоны 11,12
		21	Неполная веерная	Свободная	Решетки 14 и 15 с непараллельными направляющими
		22		Стесненная	

Продолжение табл. 8.1

Условия, ограничивающие применение расчетных формул	Формулы для определения		Примечание
	v_0 в *м/сек*	Δt_x, $\Delta t_{обр}$ в *град*	
6	7	8	9
$x \leqslant H_п$	$v_x \frac{1}{m_2 K_в} \sqrt{\frac{x_п}{b_0}}$	$\Delta t_0 n_2 K_в \sqrt{\frac{b_0}{x_п}}$	Условия настилания проверяются по формуле (8.17) При назначении v_x и $v_{обр}$ учитывать формулы (8.1)—(8.5)
При $x > H_п$ принимать меньшее из значений v_0, полученных из формул (12) и (13)	$v_x \frac{1}{m_2 K_в K_с} \sqrt{\frac{x_п}{b_0}}$	$\Delta t_0 \frac{v_x n_2^*}{v_0 m_2}$	
При $x > H_п$ принимать меньшее из значений v_0, полученных из формул (12) и (13)	$v_{обр} \frac{3,4}{m_1} \sqrt{\frac{H_п}{b_0}}$	$\Delta t_0 \frac{v_{обр} n_1^*}{v_0 m_1}$	
Принимать меньшее из значений v_0, полученных из формул (14) и (15)	$v_x \frac{x_п}{m_1 K_в \sqrt{F_0}}$	$\Delta t_0 \frac{n_1 K_в \sqrt{F_0}}{x_п}$	При назначении v_x и $v_{обр}$ учитывать формулы (8.1)—(8.5)
	$v_{обр} \frac{10,5}{m_1} \sqrt{\frac{F_п}{F_0}}$	$\Delta t_0 \frac{v_{обр} n_1^*}{v_0 m_1}$	
$x_п : \sqrt{F_п} \leqslant 0,75$	$v_x \frac{x_п}{m_1 K_в \sqrt{F_0}}$	$\Delta t_0 \frac{n_1 K_в \sqrt{F_0}}{x_п}$	
$x_п : \sqrt{F_п} \leqslant 0,55$			
$x_п : \sqrt{F_п} \leqslant 0,35$			
$x_п \leqslant H_п$	$v_x \frac{1}{m_1} \sqrt{\frac{x_п}{b_0}}$	$\Delta t_0 n_1 \sqrt{\frac{b_0}{x_п}}$	
$\frac{x_п}{\sqrt{F_п}} \leqslant 1,5$	$v_x \frac{x_п}{m_1 K_в K_н \sqrt{F_0}}$	$\Delta t_0 \frac{n_1 K_в \sqrt{F_0}}{x_п K_н}$	При назначении v_x учитывать формулы (8.1)—(8.4)
$x_п : \sqrt{F_п} > 1,5$	$v_x \frac{x_п}{m_1 K_с K_в K_н \sqrt{F_0}}$	$\Delta t_0 \frac{v_x n_1^*}{v_0 m_1}$	
$x_п : \sqrt{F_п} \leqslant 1,5$; $l : \sqrt{F_п} > 10$	$v_x \frac{x_п}{m_1 K_с K_в K_н \sqrt{F_0}}$	$\Delta t_0 \frac{n_1 K_с K_в \sqrt{F_0}}{x_п K_н}$	
$x_п \leqslant l$	$v_x \frac{x_п}{m_1 K_в K_н \sqrt{F_0}}$	$\Delta t_0 \frac{n_1 K_в \sqrt{F_0}}{x_п K_н}$	
$x_п > l$	$v_x \frac{x_п}{m_1 K_с K_в K_н \sqrt{F_0}}$	$\Delta t_0 \frac{v_x n_1^*}{v_0 m_1}$	

Место выпуска воздуха и тип струи	Схемы	№ формулы	Характеристика струи		Типы воздухораспределителя по табл. 8.2
1	2	3	4		5
В верхней зоне струями, направленными вертикально вниз		23	Плоская струя и струи из перфорированных воздуховодов	Свободная	Щелевые и перфорированные выпуски 19—21
		24		Стесненная	То же
В верхней зоне из плафонов		25	Полная веерная	Стесненная	Плафоны 16—18
В верхней зоне из двухструйных плафонов		26	Две струи: полная веерная и вертикальная рассеянная	Свободнал	Плафоны двухструйной подачи 22 и 23
		27			

* Данные испытаний отсутствуют. Формула пригодна для ориентировочных расчетов.

На развитие струи приточного воздуха внутри помещений оказывают влияние многие факторы, но при проектировании могут быть учтены только следующие: влияние плоских ограждений, расположенных вблизи выпуска воздуха; стеснение приточных струй ограждениями помещения; взаимодействие приточных струй; неизотермичность.

Среди факторов, которые не поддаются количественному учету, оказывают влияние: всасывающие отверстия, периодически открывающиеся двери и окна, стеснение струй людьми, оборудованием и конструкциями.

Для того чтобы учесть влияние факторов, поддающихся оценке, необходимо наметить схему подачи приточного воздуха и схему воздействия струи на обслуживаемую зону. В табл. 8.1 приведены шесть основных схем подачи притока компактными плоскими, неполными и полными веерными струями, а также формулы для их расчета.

Действие на обслуживаемую или рабочую зону (О или РЗ) эти струи оказывают в основном двумя способами: основной струей или обратным потоком.

Основная струя, как правило, воздействует на обслуживаемую зону всем сечением, но рассчитывается по ее максимальным параметрам, а переход от расчетных величин к нормируемым или допустимым производится по формулам (8.1)—(8.4).

Полный угол расширения струй α_0^0, образующихся при истечении из большинства воздухораспределителей, не имеющих направляющих для увеличения ширины струй, равен 20—22°.

При наличии жалюзи, лопаток и др. угол расширения струи в плоскости их установки близок к углу наклона направляющих. При дальнейшем развитии струи угол ее расширения постепенно уменьшается и на расстоянии $x=11{,}3\sqrt{F_0}$ становится равным 20—22°.

При настилании струи на плоскость угол ее расширения сокращается вдвое: $\alpha_н^0=0{,}5\alpha^0$.

Угол, образованный осью струи и прямой, проходящей через точки, скорость воздуха в которых равна половине максимальной скорости $\alpha_{0,5}^0$, равен четверти полного угла расширения струи: $\alpha_{0,5}=\frac{\alpha^0}{4}$.

Соответственно $\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}=0{,}18$ и $\operatorname{tg}\frac{\alpha}{4}\approx 0{,}1$ для воздухораспределителей, образующих компактные струи.

Основная струя может оказывать влияние на О или РЗ своим краем, например при подаче по схеме 1 (табл. 8.1), если низ приточного отверстия находится над уровнем О или РЗ, а также при подаче воздуха настилающимися струями по схеме 2.

Продолжение табл. 8.1

Условия, ограничивающие применение расчетных формул	Формулы для определения		Примечание
	v_0 в *м/сек*	Δt_x в *град*	
6	7	8	9
$x_п \leqslant l$	$v_x \dfrac{1}{m_1 K_в K_н} \sqrt{\dfrac{x_п}{b_0}}$	$\Delta t_0 \dfrac{n_1 K_в}{K_н} \sqrt{\dfrac{b_0}{x_п}}$	При назначении v_x учитывать формулы (8.1)—(8.4)
$x_п > l$	$v_x \dfrac{1}{m_1 K_с K_в K_н} \sqrt{\dfrac{x_п}{b_0}}$	$\Delta t_0 \dfrac{v_x n_1^*}{v_0 m_1}$	
$0{,}5 < \dfrac{l}{x_п} < 1{,}5$	$v_x \dfrac{x_п + l}{m_2 K_с \sqrt{F_0}}$	$\Delta t_0 \dfrac{n_2 K_с \sqrt{F_0}}{x_п + l}$	Условия настилания проверяются по формуле (8.17)
$\dfrac{l + x_п}{x} > \dfrac{m_2}{m_1}$	$v_x \dfrac{x_п}{m_1 K_н \sqrt{F_0}}$	$\Delta t_0 \dfrac{n_1 \sqrt{F_0}}{x_п K_н}$	При назначении v_x учитывать формулы (8.1)—(8.4)
$\dfrac{l + x_п}{x_п} < \dfrac{m_2}{m_1}$	$v_x \dfrac{x_п + l}{m_2 \sqrt{F_0}}$	$\Delta t_0 \dfrac{n_2 \sqrt{F_0}}{x_п + l}$	

В этом случае следует нижний край выходного отверстия поднимать от пола на высоту

$$H_{р.мин} = h + x \operatorname{tg} \frac{\alpha}{4} \text{ м}, \qquad (8.6)$$

где h — высота О или РЗ от пола в *м*;
x — длина горизонтального участка струи в *м*.

Обратный поток проходит полностью по О или РЗ и рассчитывается, ориентируясь на его максимальную скорость $v_{обр}$, которая, согласно формуле (8.5), равна нормируемой.

8.2. РАСЧЕТЫ ПРИТОЧНЫХ СТРУЙ

Приточные струи следует рассчитывать по формулам, приведенным в табл. 8.1, с учетом данных табл. 8.2 в следующем порядке: выбрать тип воздухораспределителя по табл. 8.2 и задаться его размером, выбрать схему подачи воздуха по табл. 8.1 и определить полное расстояние $x_п$ или расстояние x.

Полное расстояние $x_п$ или расстояние до стены x сопоставляется с условиями, приведенными в графе 6 табл. 8.1, а в графах 7 и 8 находятся основные расчетные формулы. Затем для выбранного типа и размера воздухораспределителя рассчитывается начальная скорость воздуха v_0 в *м/сек* в его расчетном сечении F_0 в $м^2$ или щели шириной b_0 в *м*, основываясь на заданном расстоянии до О или РЗ (см. схемы в табл. 8.1) и заданной максимальной скорости воздуха в этой зоне v_x в *м/сек* или в обратном потоке $v_{обр}$ в *м/сек*.

Если вычисленная производительность воздухораспределителя

$$L_0 = 3600 F_0 v_0 \ м^3/ч$$

удовлетворяет заданным условиям подачи воздуха, то по формулам графы 8 табл. 8.1 производится расчет максимальной разности температур воздуха в О или РЗ.

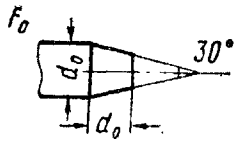
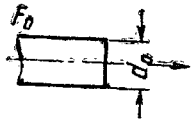
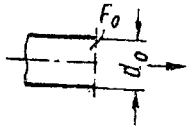
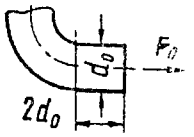
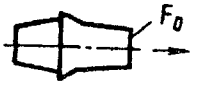
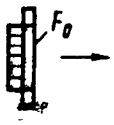
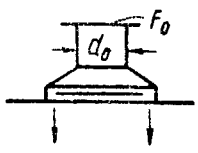
Формулы, приведенные в графах 7 и 8 табл. 8.1, помимо основных расчетных величин включают ряд коэффициентов, назначение и способ определения которых приведены ниже.

А. КОЭФФИЦИЕНТЫ ДЛЯ НАСТИЛАЮЩИХСЯ СТРУЙ

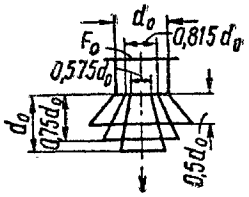
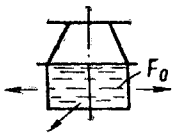
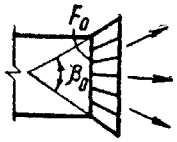
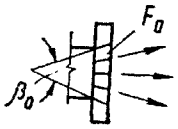
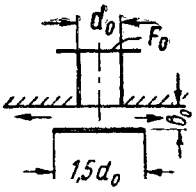
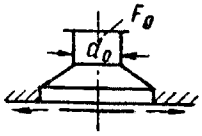
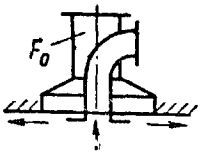
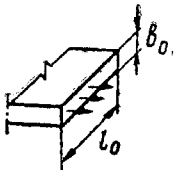
Воздушные струи, выпущенные вблизи ограждений помещений, настилаются на них, если кромка отверстия соприкасается, а ось струи составляет с плоскостью ограждения угол менее 40°. Струи, выпущенные параллельно плоскости ограждения или под малым углом к ней, настилаются, даже если выпускное отверстие удалено на значительное расстояние от плоско-

Таблица 8.2

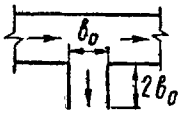
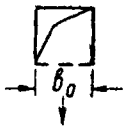
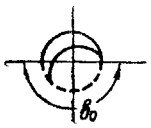
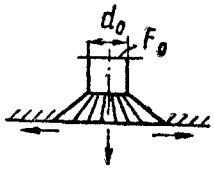
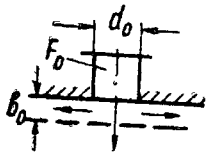
Характеристика воздухораспределителей

№ воздухораспределителя	Название воздухораспределителя	Схема воздухораспределителя	Значение коэффициентов m_1 (ненастилающаяся струя)	m_2 (настилающаяся струя)	n_1 (ненастилающаяся струя)	n_2 (настилающаяся струя)	ζ (отнесен к скорости в сечении F_0)
1	2	3	4	5	6	7	8
	Воздухораспределители, образующие компактные струи						
1	Цилиндрическая труба с конфузором		7,7	10,9	5,8	8,2	4,5
2	Цилиндрическая труба		6,8	9,6	4,8	6,8	1,1
3	Цилиндрическая труба с сеткой при $K_{ж.с}=0,5$		6	8,5	4,5	6,4	1,5
4	Цилиндрическая труба с отводом		5,4	7,6	4,1	5,8	1,1
5	Патрубок поворотный, тип ПП конструкции ВНИИГС		6,6	9,3	4,5	6,4	1,1
6	Решетки, сетки, перфорированные решетки при $K_{ж.с}=0,8\div0,5$	F_0 — площадь живого сечения решетки	6	8,5	4,2	5,9	1,8
7	То же, при $K_{ж.с}=0,5\div0,2$		5	7,1	4	5,7	1,8
8	То же, при $K_{ж.с}=0,2\div0,05$		4,5	6,4	3,6	5,1	1,8
9	Приточная регулирующая решетка типа РР, конструкции ВНИИГС, исполнения А и В		4,5	6,4	3,2	4,5	2,2*
10	Осевой вентилятор со спрямляющей решеткой		4,5	6,4	3,8	5,4	—
11	Универсальный тарельчатый плафон типа ВУ, конструкции ВНИИГС при поджатом диске		3,4	—	3	—	3

Продолжение табл. 8.2

№ воздухораспределителя	Название воздухораспределителя	Схема воздухораспределителя	Значение коэффициентов				
			m_1	m_2	n_1	n_2	ς
			ненастилающаяся струя	настилающаяся струя	ненастилающаяся струя	настилающаяся струя	(отнесен к скорости в сечении) F_0
1	2	3	4	5	6	7	8
12	Потолочный плафон с тремя диффузорами		1,35	—	1,1	—	1,1
	Воздухораспределители, образующие неполные веерные струи						
13	Воздухораспределитель пристенный типа ВП, конструкции ВНИИГС		2,4	—	3,6	—	6,8
14	Решетка веерная типа РВ, конструкции НИИСТ: $\beta_0=45°$ $\beta_0=60°$ $\beta_0=90°$		 3,5 2,8 2	 5 4 2,8	 2,5 1,7 1,25	 3,5 2,4 1,8	 1,1 1 1
15	Приточная регулирующая решетка типа РР, конструкции ВНИИГС, исполнения Б		1,8	2,5	1,2	1,7	3,3
	Воздухораспределители, образующие полные веерные струи						
16	Простой потолочный плафон: $b_0/d_0=0,2$ $b_0/d_0=0,3$ $d_0/d_0=0,4$		 — — —	 1,7 1,45 1,35	 — — —	 1,15 1,25 1,25	 4 2,3 1,9
17	Универсальный тарельчатый плафон типа ВУ, конструкции ВНИИГС при опущенном диске		—	1,35	—	1,1	1,9
18	Комбинированный приточно-вытяжной плафон типа ВК, конструкции ВНИИГС		—	1	—	0,8	2
	Воздухораспределители, образующие плоские струи						
19	Прямоугольные отверстия или решетки с параллельными направляющими лопатками при $K_{ж.с}=1\div0,8$		2,5	3,5	2	2,8	1,8

Продолжение табл. 8.2

№ воздухораспределителя	Название воздухораспределителя	Схема воздухораспределителя	Значение коэффициентов m_1 ненастилающаяся струя	m_2 настилающаяся струя	n_1 ненастилающаяся струя	n_2 настилающаяся струя	ζ (отнесен к скорости в сечении) E_0
1	2	3	4	5	6	7	8
20	Щелевой насадок с параллельными направляющими лопатками при $K_{ж.с}>0,8$		2,3	3,2	1,9	2,7	1,5
21	Воздухораспределитель перфорированный конструкции ЛИОТ прямоугольный:						
	$K_{ж.с}=0,092$		0,65	—	0,58	—	
	$K_{ж.с}=0,062$		0,53	—	0,48	—	2,4
	$K_{ж.с}=0,046$		0,45	—	0,4	—	
	Воздухораспределитель перфорированный конструкции ЛИОТ круглый:						
	$K_{ж.с}=0,092$		0,29	—	0,26	—	
	$K_{ж.с}=0,062$		0,24	—	0,22	—	2,4
	$K_{ж.с}=0,046$		0,21	—	0,19	—	
	Воздухораспределители, выпускающие две струи: веерную, настилающуюся на потолок, и веерную, направленную вниз						
22	Воздухораспределитель двухструйный шестидиффузорный типа ВДШ, конструкции НИИСТ		0,8	1,4	0,65	1,05	1,9
23	Воздухораспределитель двухструйный с перфорированным диском типа ВДП, конструкции ЛИОТ:						
	$b_0/d_0=0,1$		2,5	1,2*	1,7	1	4
	$b_0/d_0=0,2$		0,9	1,15	0,7	0,9	2,8
	$b_0/d_0=0,3$		0,35	1	0,2	0,8	1,9

Примечания: 1. Значения коэффициентов затухания струи m_1, m_2, n_1, n_2 и коэффициента сопротивления ζ даны при равномерном поле скоростей в подводящем патрубке, что должно обеспечиваться соответствующей длиной подводящего воздуховода или установкой регуляторов равномерности.

2. Звездочкой отмечены величины ζ при боковом подводе воздуха.

сти, например изотермические струи настилаются на гладкий потолок, если они выпущены параллельно ему на высоте, равной 80% общей высоты помещения. Струи, настилающиеся на плоскость, не симметричны по отношению к продольной оси.

Настилающиеся струи с достаточной для практики точностью можно рассчитывать, применяя коэффициенты затухания струи:

$$m_2 = 1,41\, m_1; \qquad (8.7)$$

$$n_2 = 1,41\, n_1. \qquad (8.8)$$

Данные о коэффициентах затухания m_1, m_2 и n_1, n_2 для всех наиболее распространенных воздухораспределителей приведены в табл. 8.2.

Б. КОЭФФИЦИЕНТЫ ДЛЯ СТЕСНЕННЫХ СТРУЙ

Развитие струй приточного воздуха, распространяющихся в помещении, стеснено его ограждениями, но струи могут рассчитываться как свободные на расстояниях от места выпуска:

$$x_п \leqslant K_{св}\sqrt{F_п}\ м, \qquad (8.9)$$

где $F_п$ — площадь поперечного сечения помещения, приходящаяся на одну струю, считая по сечению, перпендикулярному струе;

$K_{св}$ — коэффициент, изменяющийся от 0,35 до 2,1 в зависимости от схемы подачи воздуха и типа воздухораспределителя; формулы типа (8.9) с конкретными величинами коэффициента $K_{св}$ приведены в графе 6 табл. 8.1.

За пределами расстояния, определяемого формулой (8.9), скорость воздуха в стесненной струе уменьшается быстрее, чем в свободной.

Наибольшая длина, которой может достигнуть стесненная струя:

$$x_{макс} = 6\sqrt{F_п}\ м. \qquad (8.10)$$

На расстояниях $x_п < x_{макс}$ стесненная струя создает обратный поток, скорости в котором могут превосходить скорости в основной струе и вследствие этого стать расчетными для обслуживаемой или рабочей зоны.

Изотермические струи, стесненные ограждениями помещения (при условии, что один патрубок приходится на помещение шириной не более 3,5 его высоты), выпущенные в верхней зоне параллельно полу, занимают верхнюю зону, оттесняя струи обратного потока в нижнюю часть помещения, как показано на схемах 2 и 3 табл. 8.1.

Параметры стесненных струй могут рассчитываться по формулам для параметров свободной струи с введением поправочного коэффициента $K_с$.

Величина коэффициента K определяется по рис. 8.1 в зависимости от условий стеснения, характеризуемых относительными величинами $\bar{x}$ и $\bar{l}$, имеющими следующие значения:

$\bar{x} = \dfrac{x_п}{\sqrt{F_п}}$ — для ненастилающихся компактных и неполных веерных струй;

$\bar{x} = 0{,}7\dfrac{x_п}{\sqrt{F_п}}$ — для настилающихся компактных и неполных веерных струй;

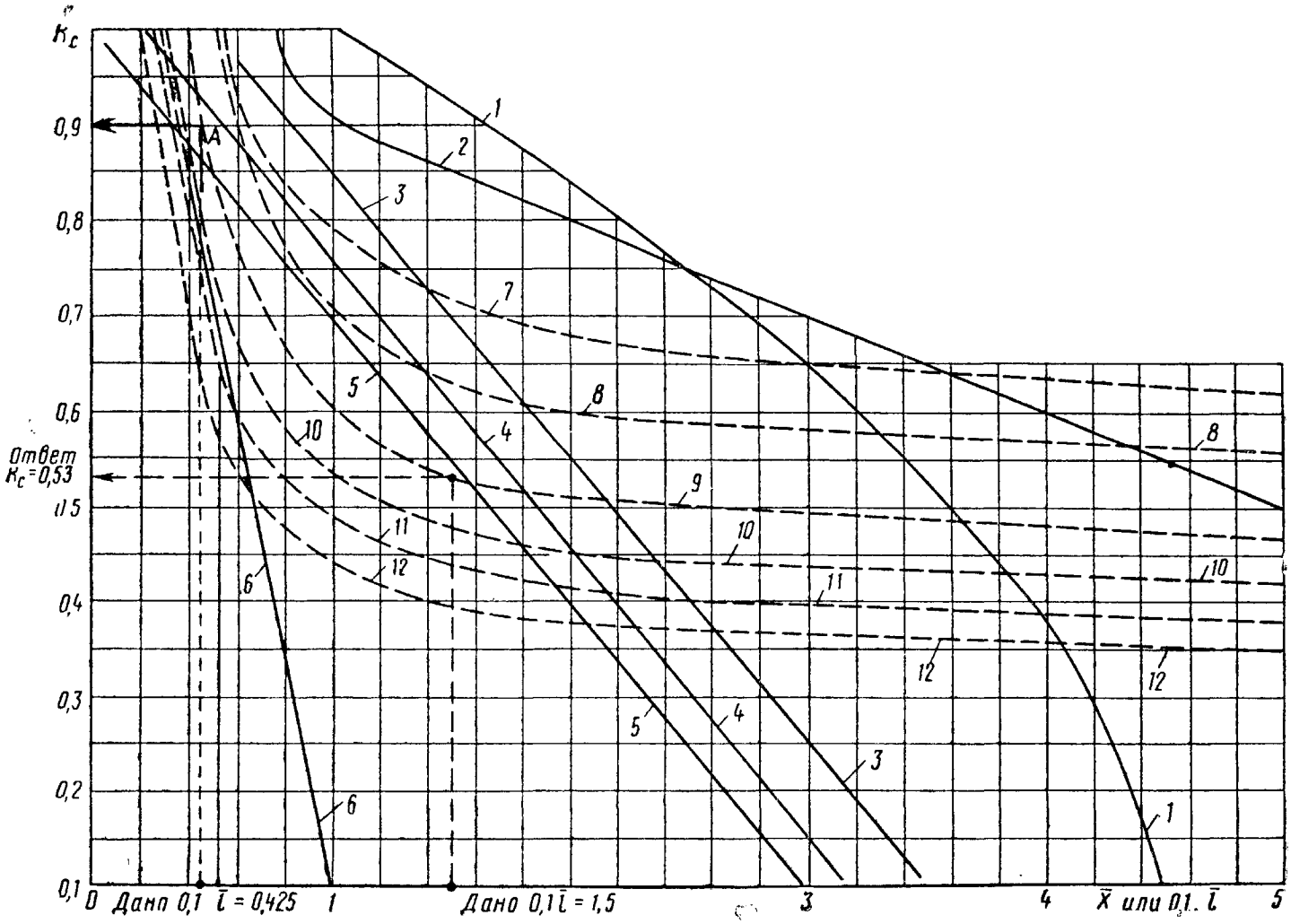


Рис. 8.1. Поправочные коэффициенты $K_с$ на стеснение струй ограждениями помещений

1 — компактные струи; *2* — плоские струи; *3*, *4* и *5* — неполные веерные струи из решеток с углом раскрытия жалюзи β =45°, 60° и 90°; *6* — компактные струи из плафонов; *7*, *8*, *9* — полные веерные струи из плафонов при $l/x_п$ =0,5; 0,6 и 0,8; *10*, *11*, *12* — полные веерные струи из плафонов при $l/x_п$=1; 1,2 и 1,5

Пример. *Дано*: 0,1 $\bar{l}$=1,5 при x/l=0,8 (кривая *9*). Ответ: $K_с$=0,53

$\bar{x} = \dfrac{x_п}{H_п}$ — для ненастилающихся плоских струй;

$\bar{x} = \dfrac{0{,}7x_п}{H_п}$ — для настилающихся плоских струй;

$\bar{x} = \dfrac{x_п}{\sqrt{F_п}}$ — для компактных струй, выходящих из плафонов (здесь $F_п$ — площадь пола, приходящаяся на одну струю);

$\bar{l} = \dfrac{l}{\sqrt{F_о}}$ — для полных веерных струй, выходящих из плафонов.

в. КОЭФФИЦИЕНТЫ ДЛЯ УЧЕТА ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ПАРАЛЛЕЛЬНЫХ СТРУЙ

При подаче в одно помещение одновременно нескольких параллельных струй происходит увеличение их дальнобойности. Изменение параметров параллельных струй по сравнению с одиночной струей учитывается поправочным коэффициентом взаимодействия $K_в$ (рис. 8.2). Величина этого коэффициента установлена исследованиями свободных параллельных струй, но в первом приближении применима и для расчетов стесненных струй.

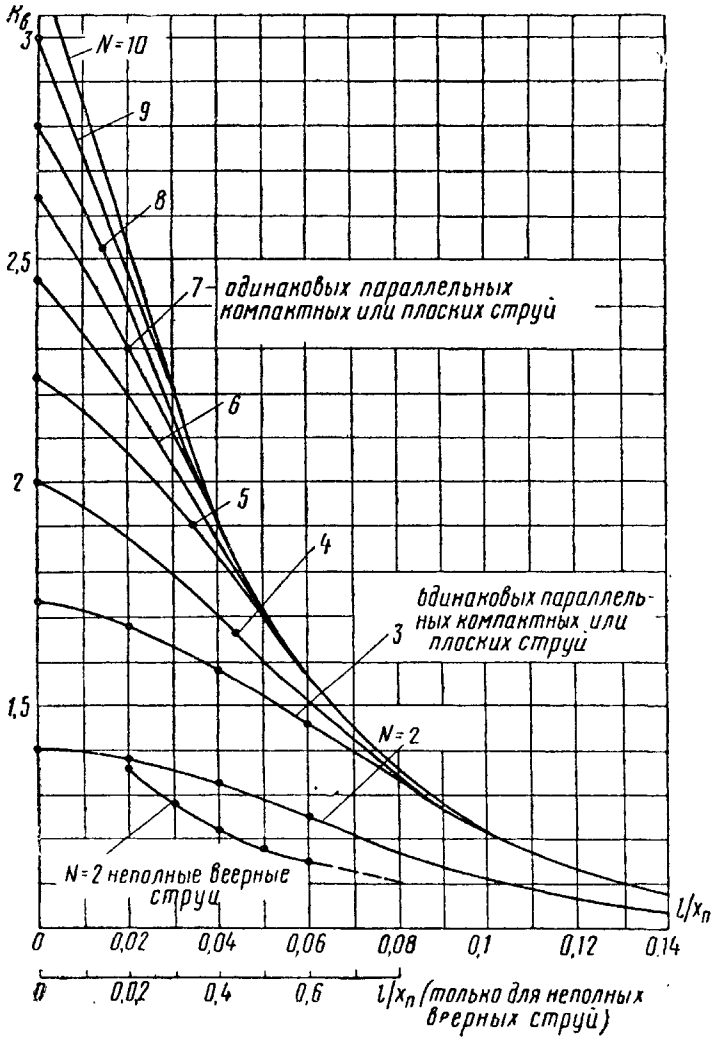


Рис. 8.2. Поправочные коэффициенты $K_в$ для учета взаимодействия N параллельных компактных, плоских и неполных веерных струй одинаковой мощности, расположенных на расстоянии l одна от другой

г. КОЭФФИЦИЕНТЫ ДЛЯ УЧЕТА НЕИЗОТЕРМИЧНОСТИ СТРУЙ

Температура приточного воздуха $t_о^0$ в неизотермических струях отличается от температуры воздуха в помещении $t_п^0$, и помимо инерционных сил на неизотермическую струю оказывают действие силы вытеснения или архимедовы силы. Соотношение между силами вытеснения и инерционными силами выражается критерием Архимеда:

для компактных и веерных неизотермических струй

$$Ar_к = 1,13g\frac{\Delta t_о\sqrt{F_о}}{v_о^2\,T_{окр}}; \qquad (8.11)$$

для плоских струй

$$Ar_п = 2g\frac{\Delta t_о b_о}{v_о^2\,T_{окр}}, \qquad (8.12)$$

где g — ускорение силы тяжести 9,81 *м/сек*²;
$F_о$, $b_о$ — площадь выходного сечения в *м*² и ширина щели в *м* насадка, из которого выходит воздух;
$\Delta t_о = t_п - t_о$ *град*;
$t_п$ — температура воздуха в О или РЗ в °С;
$t_о$ — температура воздуха при выходе из воздухораспределителя;
$T_{окр}$ — температура воздуха, окружающего струю, в °К;
$v_о$ — скорость выхода воздуха из воздухораспределителя в *м/сек*.

Силы, действующие на неизотермические струи: изгибают горизонтально выпущенные холодные ненастилающиеся струи, вследствие чего возникает необходимость увеличения высоты расположения воздухораспределителя над О или РЗ; создают возможность отрыва от потолка горизонтально выпущенных настилающихся холодных струй, вследствие чего возникает опасность попадания холодного воздуха в О или РЗ; изменяют осевую скорость неизотермической струи, выпущенной вертикально вниз или под углом, приближающимся к вертикали.

Ось патрубка или решетки, из которой выпускается холодный воздух струей, не настилающейся на потолок (схема 3, табл. 8.1), должна быть расположена на высоте $Y_к$ над обслуживаемой или рабочей зоной, чтобы в точке K обеспечить заданную скорость воздуха v_x. Величина $Y_к$ определяется по формуле

$$Y_к = 0,7\frac{x_п^3}{Z^2} \geqslant 0,1x_п\ м. \qquad (8.13)$$

Здесь $x_п$ — заданное расстояние в *м*, считая по горизонтали от воздухораспределителя до точки K;
Z — геометрическая характеристика струи, определяемая по номограммам на рис. 8.3 и 8.4 или по формулам (8.14) и (8.15).

Для компактных и веерных струй величина Z вычисляется при $m=m_1$ и $n=n_1$ (см. табл. 8.2):

$$Z = 5,45mv_о\sqrt[4]{\frac{F_о}{(n\Delta t_о)^2}}\ м; \qquad (8.14)$$

для плоских струй при $m=m_1$ и $n=n_1$ (см. табл. 8.2)

$$Z = 9,6\sqrt[3]{b_о\frac{(mv_о)^4}{(n\Delta t_о)^2}}\ м. \qquad (8.15)$$

Если подача холодного приточного воздуха производится настильно на потолок, то струя может оторваться от потолка, как показано на рис. 8.5, пройдя как настилающаяся струя расстояние:

для компактных струй

$$x_{отр} = 0,5\,Ze^к\ м; \qquad (8.16)$$

для веерных струй

$$x_{отр} = 0,4\,Ze^к\ м, \qquad (8.17)$$

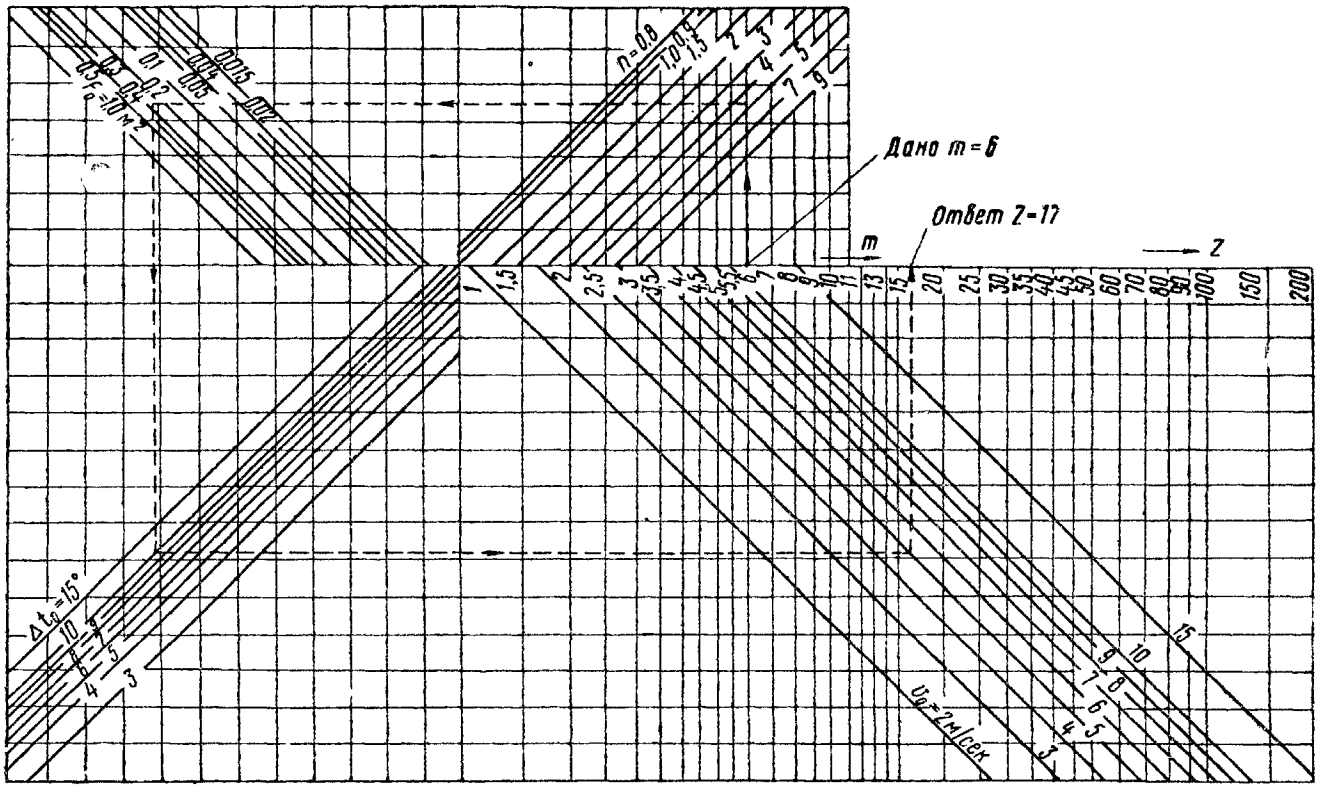


Рис. 8.3. Номограмма для определения геометрической характеристики Z для компактных и неполных веерных струй ($n=n_1$ или n_2; $m=m_1$ или m_2). См. указание к формулам (8.14)—(8.17)

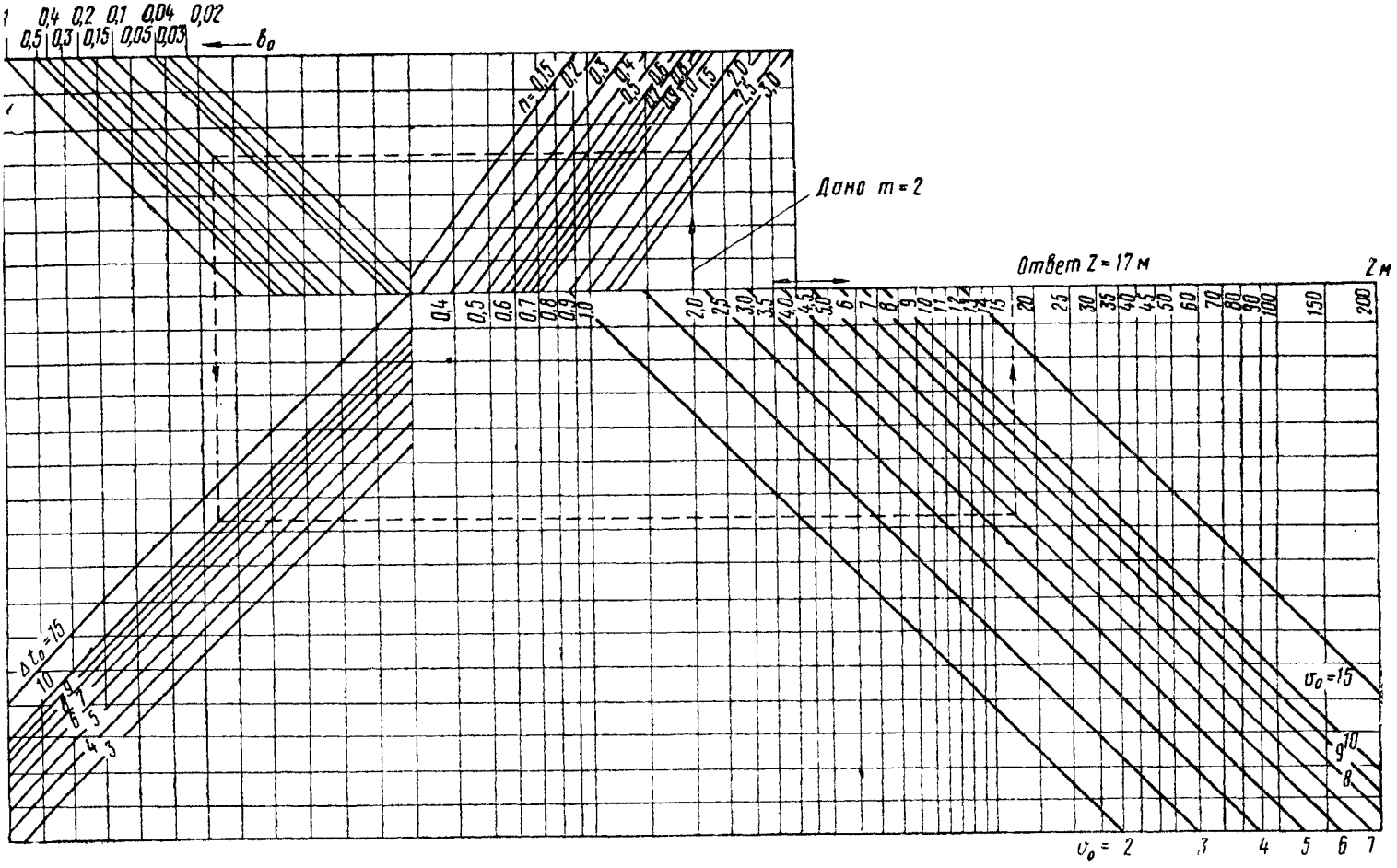


Рис. 8.4. Номограмма для определения геометрической характеристики Z для плоских струй ($n=n_1$ или n_2; $m=m_1$ или m_2). См. формулы (8.14)—(8.17)

где Z — геометрическая характеристика струи по формулам (8.14) и (8.15) или по номограммам на рис. 8.3 и 8.4 при $m=m_2$ и $n=n_2$ по табл. 8.2;

h_0, b_0 — размеры по рис. 8.5, причем для круглых отверстий $b_0=1{,}13\sqrt{F_0}$;

$e^{к}=e^{0{,}35-0{,}7\frac{h_0}{b_0}}$ — определяется по графику на рис. 8.5.

В связи с отсутствием данных для расчета параметров струи при входе в О или РЗ в случае отрыва струи от потолка расчет в первом приближении следует вести как для ненастилающихся струй, руководствуясь схемой 3 в табл. 8.1.

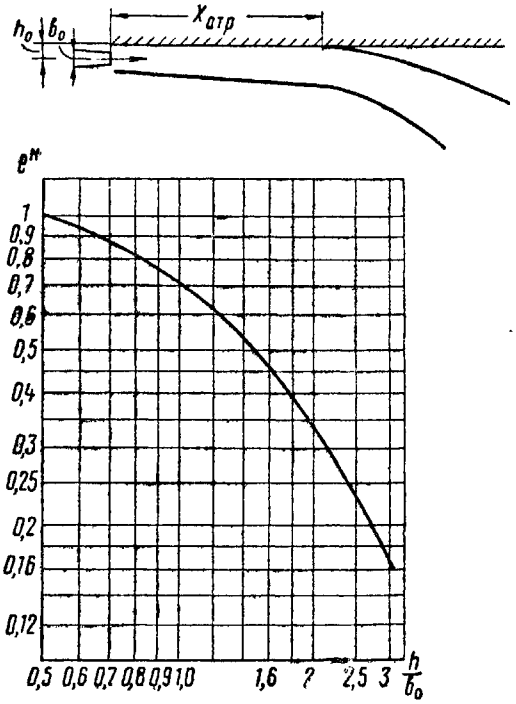


Рис. 8.5. Схема отрыва струи холодного воздуха от потолка и график для определения величины $e^{к}$

Максимальная скорость воздуха в приточной струе, имеющей температуру, отличную от температуры воздуха помещения, при горизонтальной подаче по схемам 2 и 3 табл. 8.1 приблизительно равна максимальной скорости при изотермической подаче.

Существенное изменение максимальной скорости в неизотермической струе, которое должно учитываться при расчетах, происходит при подаче воздуха вертикально вниз или под углами, приближающимися к вертикальному направлению (60° и более к горизонту).

Изменение максимальной скорости при неизотермической подаче воздуха учитывается поправочным коэффициентом $K_н$, введенным в формулы табл. 8.1 и определяемым по графику на рис. 8.6 или по формулам:

для компактных струй

$$K_н=\sqrt[3]{1\pm 3\left(\frac{x_п}{Z}\right)^2}; \qquad (8.18)$$

для веерных струй

$$K_н=\sqrt[3]{1\pm \frac{3}{2}\left(\frac{x_п}{Z}\right)^2}; \qquad (8.19)$$

для плоских струй

$$K_н=\sqrt[3]{1\pm 2\left(\frac{x_п}{Z}\right)^3}, \qquad (8.20)$$

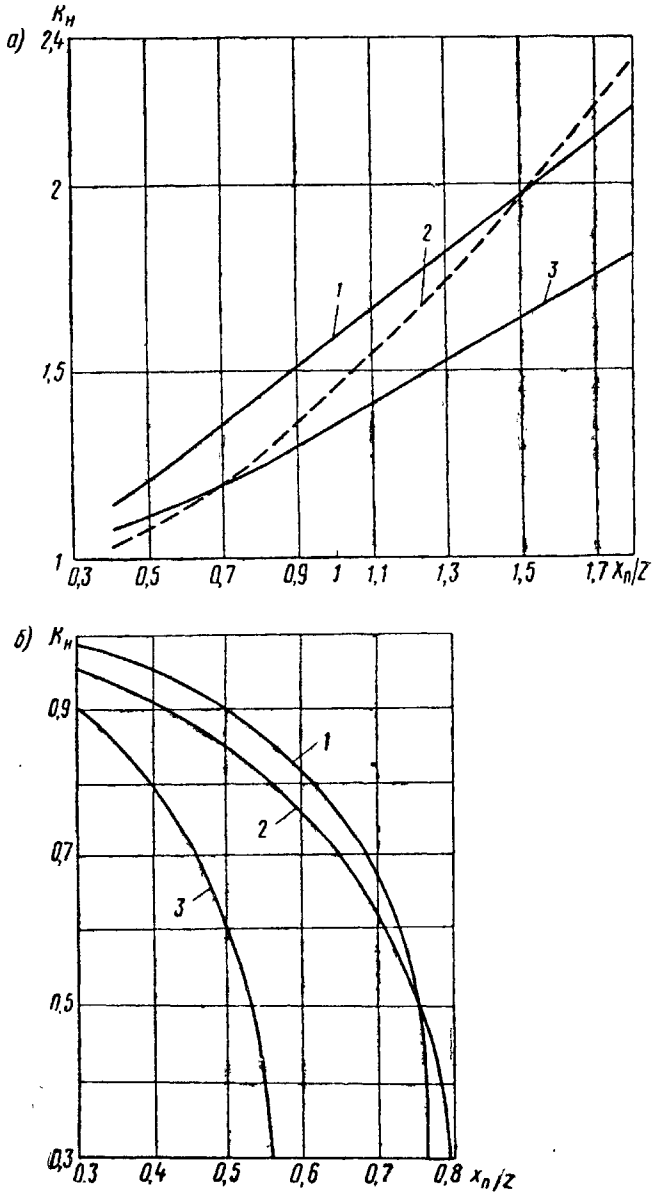


Рис. 8.6. Поправочные коэффициенты $K_н$ для неизотермических струй при подаче воздуха вертикально сверху вниз

а — при подаче охлажденного воздуха: *1* — компактные струи; *2* — плоские струи; *3* — веерные струи; *б* — при подаче подогретого воздуха: *1* — плоские; *2* — веерные; *3* — компактные

где $x_п$ — вертикальное расстояние от выхода струи до рассматриваемого сечения в *м* по схемам и табл. 8.1;

Z — геометрическая характеристика струи по рис. 8.3, 8.4 или по формулам (8.14) и (8.15).

Знак «+» в подкоренном выражении употребляется при подаче холодного воздуха сверху вниз, а знак «—» при подаче нагретого воздуха сверху вниз.

Величина $K_н$ установлена исследованиями свободных неизотермических струй, но в первом приближении применима и для расчетов стесненных струй.

УСЛОВИЯ РАВНОМЕРНОСТИ ВОЗДУШНОЙ СРЕДЫ

Равномерность температуры и скорости движения воздуха в обслуживаемой или рабочей зоне помещения (О или РЗ) канд. техн. наук И. Л. **Ганес предлагает** оценивать по разности между средними максимумами и средними минимумами температур и скоростей. Для такой оценки следует:

а) найти среднюю арифметическую скорость и температуру в точках через 0,1 длины и 0,03—0,05 ширины О и РЗ помещения;

б) найти среднюю арифметическую скорость и температуру в тех точках О или РЗ, в которых они превышают найденные средние значения, т. е. определить средние максимумы этих величин;

в) аналогично найти средние минимумы скорости и температуры в О или РЗ помещения;

г) найти разности между средними максимумами и средними минимумами скорости и температуры воздуха, характеризующие равномерность параметров в О или РЗ.

При подаче воздуха из жалюзийных решеток или патрубков, размещенных в стене помещения вблизи потолка, наибольшая равномерность параметров в О или РЗ достигается, применяя воздухораспределители со свободным (живым) сечением:

$$F_о \leqslant \frac{F_п}{400}, \quad \text{если } F_п \leqslant 3{,}5H_п^2; \tag{8.21}$$

$$\frac{F_п}{400} < F_о < \frac{F_п}{125}, \quad \text{если } F_п \leqslant 2{,}5H_п^2; \tag{8.22}$$

$$\frac{F_п}{125} < F_о < \frac{F_п}{30}, \quad \text{если } F_п \leqslant 1{,}5H_п^2, \tag{8.23}$$

где $F_п$ — площадь поперечного сечения помещения в $м^2$ в направлении, перпендикулярном оси струи при выходе ее из насадка, приходящаяся на одну струю;
$H_п$ — высота помещения в $м$.

При равномерных тепловыделениях и отсутствии помех для распределения воздуха при условиях, выраженных формулами (8.21)—(8.23), разность средних максимумов и средних минимумов скорости движения и температур воздуха в О или РЗ помещения определяется по формулам

$$\Delta v_{ср} = \Delta C_1 v_о \sqrt{\frac{F_о}{F_п}} \; м/сек; \tag{8.24}$$

$$\Delta t_{ср} = \Delta C_2 \Delta t_о \sqrt{\frac{F_о}{F_п}} \; град, \tag{8.25}$$

где ΔC_1, ΔC_2 — коэффициенты по табл. 8.3;
$v_о$ — скорость воздуха при выходе из воздухораспределителя в *м/сек*;
$\Delta t_о = t_п - t_о$ — рабочая разность температур между температурами воздуха в помещении и подаваемого воздуха в *град*;
$F_о$ и $F_п$ — площадь свободного сечения выходного патрубка и поперечного сечения помещения, приходящегося на одну струю, в $м^2$.

Дополнительное увеличение равномерности скорости воздуха в О или РЗ получается при направлении приточной струи наклонно вверх к потолку помещения, если потолок гладкий.

Таблица 8.3

Коэффициенты ΔC_1 и ΔC_2 к формулам (8.24) и (8.25)

Коэффициент	Вид струи		
	компактная горизонтальная	компактная наклоненная снизу вверх	неполная веерная
ΔC_1	0,9	0,5	0,7
ΔC_2	1,7	2	1,5

Устройство вытяжных отверстий в противоположной стене (по отношению к притоку) увеличивает дальнобойность приточной струи, т. е. ведет к замедленному затуханию скоростей воздуха в обслуживаемой или рабочей зоне.

Для приближенной оценки неравномерности скоростей движения воздуха в О или РЗ помещения рекомендуется руководствоваться также следующими данными:

а) при подаче воздуха через потолочные плафоны воздухораспределители средние из минимальных скоростей в О или РЗ равны

$$v_{ср} = 0{,}5\, v_х \; м/сек \tag{8.26}$$

при условии $125 < \frac{F_п}{F_о} < 800$;

б) при подаче компактными горизонтальными струями так, что по О или РЗ проходят обратные потоки воздуха с максимальной скоростью $v_{обр}$ (схемы 2 и 3, табл. 8.1), средние из минимальных скоростей в О или РЗ будут равны

$$v_{ср} = 0{,}25\, v_{обр} \; м/сек \tag{8.27}$$

при условии $30 < \frac{F_п}{F_о} < 800$;

в) то же, при подаче неполными веерными струями (схема 2, табл. 8.1)

$$v_{ср} = 0{,}35\, v_{обр} \tag{8.28}$$

при условии $300 < \frac{F_п}{F_о} < 800$,

где $F_п$ и $F_о$ — как для формул (8.24) и (8.25).

8.3. РАСЧЕТ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ВОЗДУХА

А. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ВОЗДУХА ЧЕРЕЗ ПОВОРОТНЫЕ ПАТРУБКИ ВНИИГС

Поворотные патрубки ВНИИГС типа ПП, серии 4.904-21, вып. 1 (рис. 8.7, табл. 8.4) предназначены для подачи воздуха горизонтальными или слабонаклонными компактными струями в верхнюю зону производственных помещений по схемам 2 и 3 табл. 8.1. Подвижная часть патрубка наклоняется вверх или вниз на угол до 20°, причем направление выходящей струи соответствует углу наклона патрубка, если не происходит настилания струи на потолок.

Определение максимальной скорости в струе производится по формулам (5), (6), (7), (14) и (15) в табл. 8.1 и данным, приведенным в табл. 8.2 для воздухораспределителя № 5.

Таблица 8.4

Техническая характеристика поворотных патрубков ВНИИГС типа ПП, серии 4.904-21, вып. 1

Обозначение патрубка	Размеры в *мм*				Расчетная площадь патрубка F_0 в $м^2$
	a	l	b_0	r	
ПП-5	500	795	405	298	0,16
ПП-8	800	1265	620	455	0,38
ПП-10	1000	1620	800	584	0,64

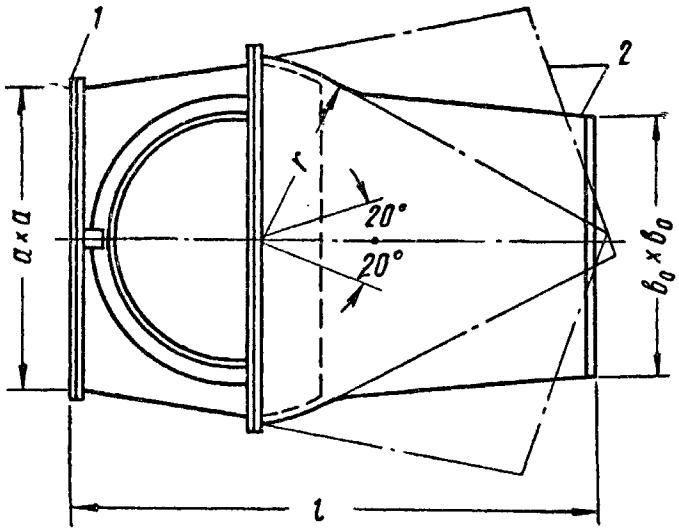


Рис. 8.7. Поворотный патрубок типа ПП, серии 4.904-21, вып. 1

1 — присоединительный фланец; *2* — поворотная часть

Оптимальное число патрубков для помещения с плоским потолком

$$z_п = \frac{B}{K_п x - H_п + 4} \text{ шт.}, \qquad (8.29)$$

где B и $H_п$ — ширина и высота помещения в *м*;

x — длина помещения от выхода струи до противоположной стены в *м*;

$K_п$ — коэффициент, равный: 0,78 при высоте помещения 4 *м*; 0,7 — при 5 *м* и 0,65 — при 6 *м*.

Подача воздуха через патрубки ВНИИГС рекомендуется при воздухообмене не более 5 в 1 *ч* и дальнобойности не более 50 *м*. Скорость выпуска воздуха из этих патрубков можно доводить до 15 *м/сек*, если это допустимо по условиям шумообразования.

Пример 8.1. Определить скорость воздуха на расстоянии $x_п$ *м* от поворотного патрубка ПП5, серии 4.904-21, вып. 1 при выпуске 8400 $м^3/ч$ воздуха настилающейся компактной струей по сехеме *2* (табл. 8.1). Воздух при выходе из патрубка имеет ту же температуру, что и воздух в помещении. Площадь поперечного сечения помещения, приходящаяся на одну струю, $F_п = 12 \cdot 6 = 72$ $м^2$, высота помещения 6 *м* и длина 12 *м*.

Решение. По табл. 8.4 расчетное сечение патрубка $F_0 = 0{,}16$ $м^2$; следовательно, при заданных условиях скорость воздуха

$$v_0 = \frac{8400}{3600 \cdot 0{,}16} = 14{,}6 \text{ м/сек}.$$

По графе 6 табл. 8.1 при длине помещения $x=12$ *м* величина

$$\frac{x_п}{\sqrt{F_п}} = \frac{12+6-2}{\sqrt{72}} = 1{,}89 < 2{,}1.$$

Следовательно, расчет может производиться по законам свободной струи по схеме 2 и формуле (5) табл. 8.1:

$$v_x = v_0 \frac{m_2 K_в \sqrt{F_0}}{x_п} = 14{,}6 \frac{9{,}3 \cdot 1 \sqrt{0{,}16}}{12+6-2} = 3{,}4 \text{ м/сек}.$$

При этом $m_2=9{,}3$ по табл. 8.2; $K_в=1$, так как выпускается одна струя.

Б. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ВОЗДУХА ЧЕРЕЗ ПРИСТЕННЫЕ ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛИТЕЛИ ТИПА ВП КОНСТРУКЦИИ ВНИИГС

Трехсторонние пристенные воздухораспределители типа ВП, серии 4.904-21, вып. 3 (рис. 8.8, табл. 8.5) предназначены для подачи воздуха в рабочую зону производственных помещений по схеме 1 в табл. 8.1.

Воздух выпускается из просеченных отверстий в стенках воздухораспределителя. Воздухораспределители

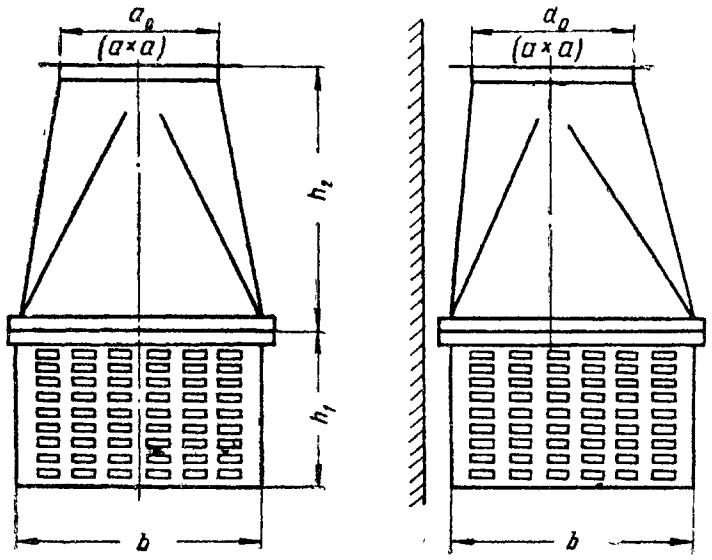


Рис. 8.8. Пристенный воздухораспределитель типа ВП, серии 4.904-21, вып. 3

Таблица 8.5

Техническая характеристика пристенных воздухораспределителей типа ВП, серии 4.904-21, вып. 3, конструкции ВНИИГС

Тип воздухораспределителя	Размеры в *мм*					Расчетная площадь воздухораспределителя F_0 в $м^2$	Длина начального участка $x_н = m_1 \sqrt{F_0}$ в *м*	Расход воздуха L_0 в $м^3/ч$
	d_0	a	b	h_1	h_2			
ВП-2	250	200	310	298	390	0,10	0,75	950
ВП-3	315	250	460	318	520	0,17	1	1240
ВП-4	400	400	610	400	730	0,29	1,3	1620
ВП-5	500	500	610	550	830	0,41	1,5	1920

устанавливаются на уровне 0,7—2,5 *м* от пола до нижней кромки. Температура выпускаемого воздуха должна быть не более чем на 5° ниже температуры в помещении, а нагретого воздуха — не более 40° С.

Воздушный поток при выходе из насадка отклоняется от горизонтального направления на угол 8—10° в направлении движения воздуха в подводящей трубе.

Расход воздуха через воздухораспределитель определяется, руководствуясь начальной скоростью воздуха v_0 *м/сек* в его расчетном сечении F_0 по схеме 1 и формулам (3) и (4) (табл. 8.1), а также в зависимости от того, находится ли рабочее место в начальном или основном участке струи.

Как правило, следует располагать воздухораспределители так, чтобы рабочее место находилось за пределами начального участка струи $x_н$. Длина начального участка струи для стандартных воздухораспределителей приведена в табл. 8.5. Там же дана и производительность воздухораспределителей, вычисленная для рабочих мест, находящихся на расстоянии 2 *м* при скорости воздуха $v_x=1$ *м/сек*. При других расстояниях $x_п>x_н$ и других величинах скорости $v_x \neq 1$ *м/сек* расход воздуха через воздухораспределители вычисляется по формуле

$$L_0 = 0{,}5L_0' x v_x \quad м^3/ч, \tag{8.30}$$

где L_0' — расход, указанный в табл. 8.5.

Присоединительный патрубок может выполняться круглого сечения (d_0) или прямоугольного ($a \times a$).

Пример 8.2. Задано определить максимальный расход воздуха через воздухораспределитель ВП-3 (табл. 8.5) при расстоянии до рабочего места $x_п=2{,}5$ *м* ($x_п>x_н=1$ *м*) и максимальной скорости воздуха на рабочем месте $v_x=0{,}5$ *м/сек*.

Решение. По табл. 8.5 $L_0'=1240$ *м³/ч*, по формуле (8.30):

$$L_0 = 0{,}5 \cdot 1240 \cdot 2{,}5 \cdot 0{,}5 = 775 \ м^3/ч.$$

В. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ВОЗДУХА ЧЕРЕЗ ЖАЛЮЗИЙНЫЕ РЕШЕТКИ И ЩЕЛЕВЫЕ ВЫПУСКИ, РАЗМЕЩАЕМЫЕ В ВЕРХНЕЙ ЗОНЕ

Для распределения воздуха по схемам 1, 2, 3 и 4 (см. табл. 8.1), особенно если он имеет более низкую температуру, чем температура воздуха помещения, рекомендуется применять решетки с регулирующими направляющими жалюзи, сконструированными так, чтобы обеспечить впуск воздуха в любом направлении: вверх [1],

[1] В последних конструкциях створки *3* закреплены горизонтально.

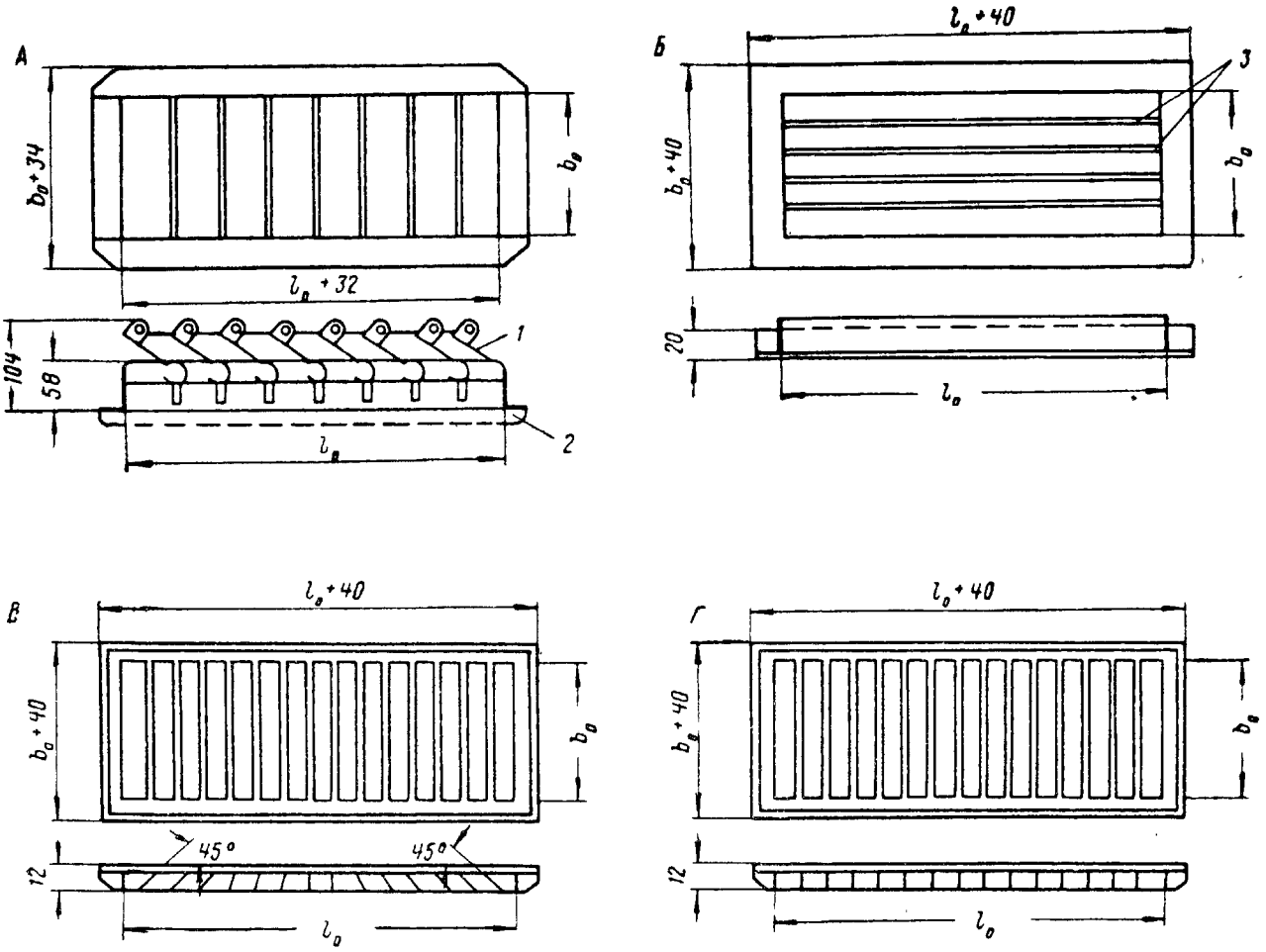


Рис. 8.9. Приточная регулирующая решетка серии ОВ-02-137, вып. 4

А — корпус решетки и запорный клапан; *Б* — регулятор для направления воздуха вверх или вниз и в оба направления; *В* — декоративная решетка из пластмассы, рассеивающая воздух в горизонтальных направлениях; *Г* — декоративная решетка из пластмассы с параллельными направляющими; *1* — створки запорного клапана поворачиваются все вместе специальным ключом; *2* — место установки одной из деталей *Б*, *В* или *Г*; *3* — створки регулятора направления поворачиваются специальным ключом до 30°

в стороны или вниз. Кроме того, устанавливая жалюзи под различными углами, можно получить неполные веерные струи, а также компактные струи, если жалюзи установлены параллельно.

При установке жалюзи параллельно друг другу струи, выходящие из решеток, расширяются под углом, в среднем равным 19°, а при настилании на плоскость они имеют одностороннее расширение под углом 10°.

Регулирование положения жалюзи дает возможность увеличить или уменьшить дальнобойность струй. Угол расширения струи может быть доведен до 60°.

На рис. 8.9 и в табл. 8.6 приведены данные приточных регулирующих решетках серии ОВ-02-137, вып. 4, с помощью которых в исполнении А воздух может быть направлен вверх, вниз или горизонтально

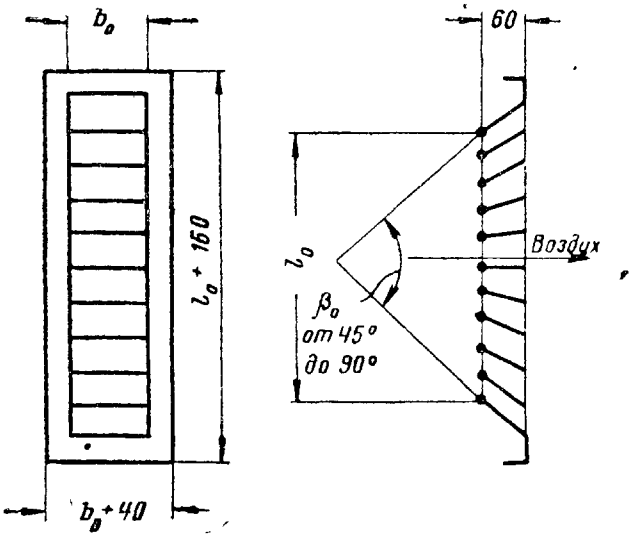


Рис. 8.10. Решетка типа РВ, серии 4.904-30

Таблица 8.6

Техническая характеристика приточных регулирующих решеток типа РР, серии ОВ-02-137, вып. 4

Исполнение решетки и наименование деталей	Основные размеры решетки $b_0 \times l_0$ в *мм*				
	100×200	100×400	200×200	200×400	200×600
А. Входящие детали	А1+Б1	А2+Б2	А3+Б3	А4+Б4	А5+Б5
Расчетная площадь F_0 в $м^2$ . .	0,02	0,04	0,04	0,08	0,12
Б. Входящие детали	А1+В1	А2+В2	А3+В3	А4+В4	А5+В5
Расчетная площадь F_0 в $м^2$ . .	0,016	0,032	0,032	0,064	0,096
В. Входящие детали	А1+Г1	А2+Г2	А3+Г3	А4+Г4	А5+Г5
Расчетная площадь F_0 в $м^2$ . .	0,02	0,04	0,04	0,08	0,12
Корпус и запорный клапан	А1	А2	А3	А4	А5
Регулятор направления	Б1	Б2	Б3	Б4	Б5
Декоративная рассеивающая решетка	В1	В2	В3	В4	В5
Декоративная решетка	Г1	Г2	Г3	Г4	Г5

компактной струей или неполной веерной струей, раскрывающейся в вертикальных направлениях; в исполнении Б воздух может быть выпущен неполной веерной струей, раскрывающейся в горизонтальных направлениях, а в исполнении В — только горизонтально-компактной струей.

На рис. 8.10 и в табл. 8.7 приведены данные о решетках типа РВ, серии 4.904-30, имеющих постоянно закрепленные направляющие, установленные под различными углами в пределах от 0 до 90°. Решетка выпускает неполные веерные струи и пригодна для распределения воздуха по схемам 1, 2, 3 и 4 (см. табл. 8.1).

При небольших воздухообменах в помещении (до трех обменов в час) приточный воздух можно подавать через решетки, не обеспечивающие направления, например через пластмассовые решетки, данные о которых приведены на рис. 8.11 и в табл. 8.8.

Таблица 8.7

Техническая характеристика приточных решеток типа РВ, серии 4.904-30

Типоразмер решетки $b_0 \times l_0$ в *мм*	Расчетная площадь F_0 в $м^2$
100×400	0,032
150×600	0,072
200×800	0,133

Таблица 8.8

Техническая характеристика вентиляционных решеток из пластмассы

Тип	Габаритные размеры в *мм*	Площадь живого сечения F_0 в $м^2$	Вес в *кг*	Материалы
Л-100	320×206	0,0435	0,3	Ударопрочный полистирол
Л-101	250×250	0,028	0,21	То же
Л-102	244×170	0,018	0,093	„
Л-103	320×170	0,028	0,3	„
Л-105	244×170	0,016	0,093	Блочный полистирол
Л-106	⌀220	0,009	0,105	Ударопрочный полистирол

Для распределения воздуха, выпускаемого в верхней зоне помещения, применяются также щелевые выпуски. Выходящие из них струи вначале сохраняют в поперечном сечении форму, подобную выходному сечению (плоская струя). Затем поперечное сечение струи постепенно меняется и на расстоянии $6l_0$ (l_0 — длинная сторона щели) превращается в круг.

Распределение воздуха, выходящего из решеток и щелевых выпусков, рассчитывается по формулам, приведенным в табл. 8.1, согласно указаниям п. 8.2.

Пример 8.3. Определить максимальный расход приточного воздуха через каждую из двух решеток типа РР, серии ОВ-02-137, вып. 4, размером 200×600 *мм* (см. рис. 8.9) I вариант — устанавливаются решетки в исполнении Б, дающие неполные веерные струи (F_0=0,096 $м^2$), при угле раствора лопаток β=90°; II вариант — в исполнении В, дающие компактные струи (F_0=0,12 $м^2$).

Решетки должны быть установлены на высоте $y \leqslant 2$ *м* над уровнем О или РЗ в помещении высотой $H_п$=5 *м*, шириной 12 *м* и длиной (в направлении приточных струй) 6 *м*. Норми-

руемая скорость в О или РЗ равна $v_{норм}$=0,5 *м/сек*. Рабочая разность температур $\Delta t_о$=5°, а допустимая разность температур в О или РЗ $\Delta t_{доп}$ =1° С.

Подача воздуха производится горизонтальными неполными веерными (I вариант) и компактными (II вариант) струями.

Решение. I вариант. При общей высоте помещения 5 *м* все решетки, установленные на высоте 0,8 · 5=4 *м* и выше (см. п. 8.2А), дадут струи, настилающиеся на потолок. Это создаст большую равномерность параметров в помещении. Ось приточных решеток устанавливаем на высоте 4 *м* от пола.

Предварительно было найдено:

$$\bar{x} = 0{,}7\frac{x_п}{\sqrt{F_п}} = 0{,}7\frac{6+5-2}{\sqrt{\frac{12\cdot5}{2}}} = 1{,}15.$$

По графику на рис. 8.1 $K_с$=0,65. При расстоянии между решетками l=6 *м* и $\frac{l}{x_п} = \frac{6}{6+5-2}$ =0,67 по графику, представленному на рис. 8.2 для двух струй, найдем $K_в$=1,13; по формуле (8.3) определяем скорость:

$$v_x = 2v_{норм} = 2\cdot0{,}5 = 1 \text{ м/сек},$$

а по формуле (8.5)

$$v_{обр} = v_{норм} = 0{,}5 \text{ м/сек}.$$

По формуле (10) в табл. 8.1

$$v_о = v_{обр}\frac{2}{m_1}\sqrt{\frac{F_п}{F_о}} = 0{,}5\frac{2}{1{,}8}\sqrt{\frac{12\cdot5}{2\cdot0{,}096}} = 9{,}8 \text{ м/сек}.$$

Нижний край решетки лежит выше $H_{р.мин}$, что видно из расчета по формуле (8.6):

$$H_р = 3{,}9 > H_{р.мин} = 2 + 6\cdot0{,}1 = 2{,}6 \text{ м}.$$

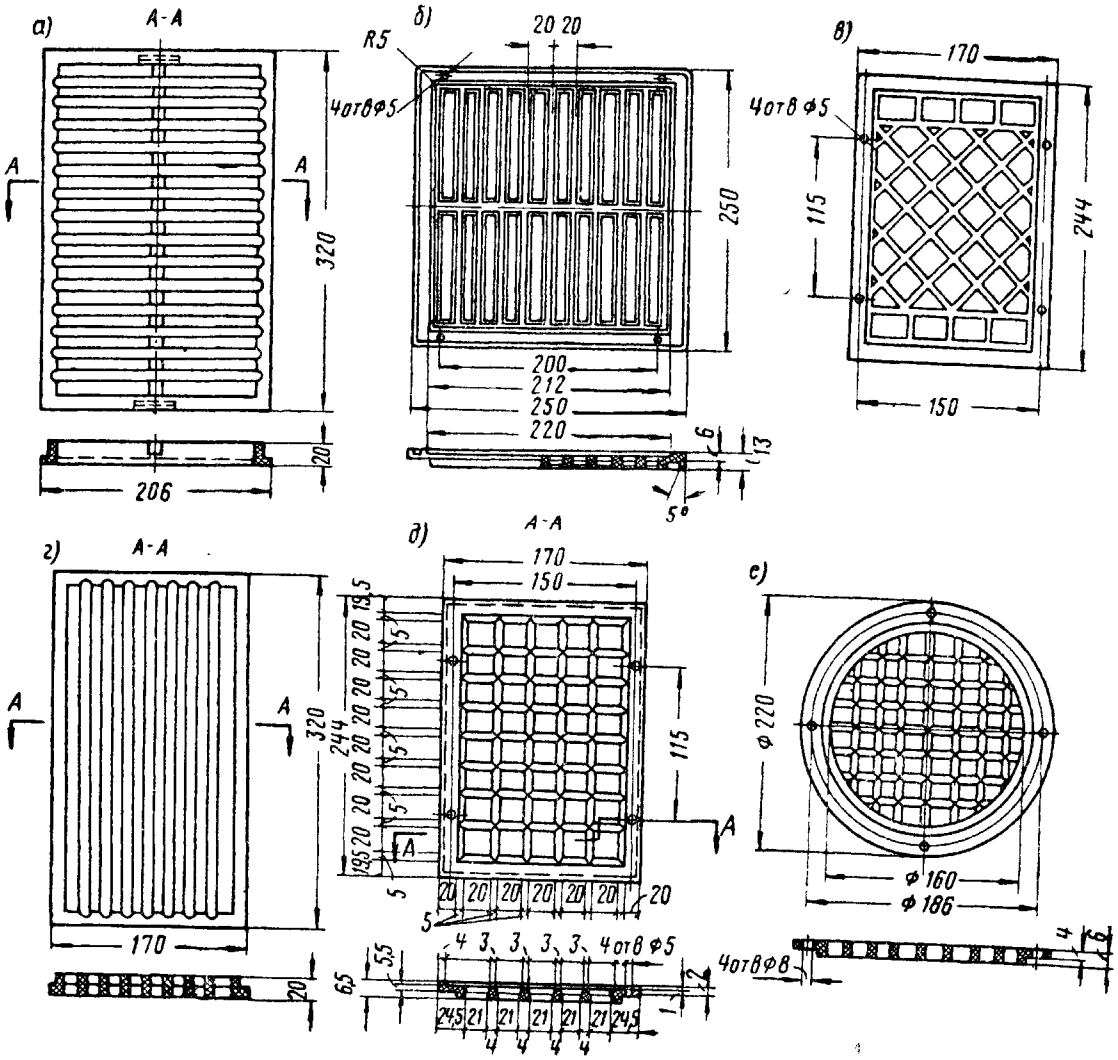


Рис. 8.11. Вентиляционные решетки из пластмассы

а — типа Л-100; *б* — Л-101; *в* — Л-102; *г* — Л-103; *д* — Л-105; *е* — Л-106

Расчет ведем как для настилающихся неполных веерных струй из решеток, установленных на высоте 4 *м* от пола, т. е. по схеме 2 в табл. 8.1; следовательно, должен быть сделан выбор из формул (8)—(10).

Находим отношение

$$\frac{x_п}{\sqrt{F_п}} = \frac{6+5-2}{\sqrt{\frac{12\cdot5}{2}}} = 1{,}64 > 0{,}5.$$

Это показывает, что приточные струи стеснены ограждениями помещения. Определяем $v_о$ последовательно по формулам (9) и (10) в табл. 8.1.

По формуле (9) в табл. 8.1

$$v_о = v_x\frac{x_п}{m_2 K_с K_в\sqrt{F_о}} = 1\frac{6+5-2}{2{,}5\cdot0{,}65\cdot1{,}13\sqrt{0{,}096}} = 15{,}9 \text{ м/сек}.$$

где $H_р = 4 - 0{,}1 = 3{,}9$ *м* и учтено, что решетка в исполнении Б не дает дополнительного расширения струи в вертикальной плоскости.

Таким образом, максимальный расход воздуха через решетку, определяемый по меньшей из скоростей, полученных по расчету, равен

$$9{,}8 \cdot 0{,}096 \cdot 3600 = 3390 \text{ м}^3/\text{ч},$$

если скорость выпуска воздуха 9,8 *м/сек* допустима по условиям образования шума.

Воздухообмен в помещении будет

$$\frac{3390 \cdot 2}{5 \cdot 12 \cdot 6} = 18{,}8 \text{ объема помещения в час.}$$

Максимальная разность температур между воздухом помещения и струи равна по формуле (10) табл. 8.1:

$$\Delta t_x = \Delta t_0 \frac{v_{обр} n_1}{v_0 m_1} = 5 \frac{0{,}5 \cdot 1{,}2}{9{,}8 \cdot 1{,}8} = 0{,}17^\circ < 1^\circ.$$

Проверяем по формуле (8.17), обеспечены ли условия настилания струи на всей длине потолка

$$x_{отр} = 0{,}4\, Ze^{к} \text{ м},$$

где Z — геометрическая характеристика струи, определяемая по формуле (8.14) при $m = m_2 = 2{,}5$ и $n = n_2 = 1{,}7$:

$$Z = 5{,}45 \cdot 2{,}5 \cdot 9{,}8 \sqrt[4]{\frac{0{,}096}{(1{,}7 \cdot 5)^2}} = 25{,}5.$$

Величина $e^{к}$ определяется по графику на рис. 8.5:

$$e^{к} = e^{0{,}35 - 0{,}7} = 0{,}705,$$

при $\frac{h_0}{b_0} = 1$ — по условиям установки решеток.

$$x_н = 0{,}4 \cdot 25{,}5 \cdot 0{,}705 = 7{,}19 > 6 \text{ м},$$

т. е. настилание струи обеспечено на всей длине потолка.

II вариант. Отношение $\frac{x_п}{\sqrt{F_п}} = 1{,}64$ (по предыдущему) меньшее 2,1; следовательно, компактные настилающиеся струи следует рассчитывать по формуле (5) табл. 8.1, как свободные настилающиеся струи:

$$v_0 = v_x \frac{x_п}{m_2 K_в \sqrt{F_0}} = 1 \frac{6 + 5 - 2}{6{,}4 \cdot 1 \sqrt{0{,}12}} = 4 \text{ м/сек},$$

при $\frac{l}{x_п} = \frac{6}{6+5-2} = 0{,}67$ — по графику на рис. 8.2 $K_в = 1$.

Геометрическую характеристику определяем по формуле (8.14) при $m = m_2 = 6{,}4$ и $n = n_2 = 4{,}5$:

$$Z = 5{,}45 \cdot 6{,}4 \cdot 4 \sqrt[4]{\frac{0{,}12}{(4{,}5 \cdot 5)^2}} = 17{,}7 \text{ м}; \quad x_{отр} = 0{,}5 \cdot 17{,}7 \cdot 0{,}705 = 6{,}25 > 6 \text{ м},$$

т. е. отрыва струи от потолка не произойдет.

Полученная скорость $v_0 = 4$ *м/сек* является расчетной, и, следовательно, максимальный расход воздуха через решетку равен $4 \cdot 0{,}12 \cdot 3600 = 1728$ *м*³/*ч* вместо 3390 *м*³/*ч* в I варианте, или 51%.

Максимальная разность температур равна

$$\Delta t_x = 5 \frac{4{,}5 \cdot 1 \sqrt{0{,}12}}{6 + 5 - 2} = 0{,}85^\circ < 1 \cdot 2 = 2^\circ,$$

так как $\Delta t_x = 2 t_{доп}$.

Г. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ВОЗДУХА ЧЕРЕЗ ПОТОЛОЧНЫЕ ПЛАФОНЫ

Потолочными плафонами называются воздухораспределители, направляющие воздух радиально относительно оси канала или отверстия, по которому к ним подводится воздух. Эта ось считается осью плафона.

Различают простые плафоны, универсальные тарельчатые, шестидиффузорные, двухструйные, плафоны для направленной подачи и комбинированные.

В зависимости от конструкции плафона, уровня установки его в помещении, скорости выпуска воздуха и рабочей разности температур можно получить веерные струи воздуха, настилающиеся на потолок, а затем на стены помещения по схеме 5 или непосредственно попадающие в обслуживаемую зону по схеме 4, а также обоими способами по схеме 6 (см. табл. 8.1)

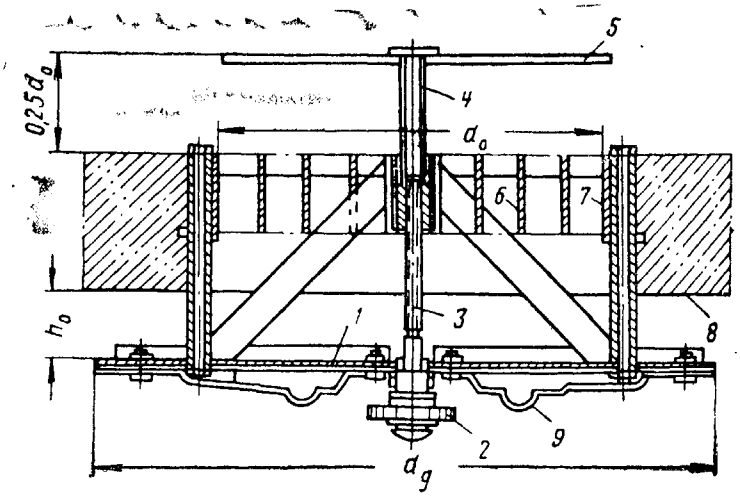


Рис. 8.12. Простой потолочный плафон

1 — шумопоглощающая обкладка; *2* — ручка; *3* — винт; *4* — втулка; *5* — диск; *6* — опорная рама; *7* — закладное кольцо со спрямляющей решеткой; *8* — потолок; *9* — декоративный диск

Плафоны устанавливаются преимущественно в уровень с плоскостью потолка, но иногда располагаются непосредственно на воздуховоде на различных расстояниях от потолка помещения.

На практике применяются круглые, квадратные и прямоугольные плафоны. Расчетом определяется максимальная допустимая скорость воздуха v_0 *м/сек* в поперечном сечении горловины плафона F_0 *м*². В зависимости от F_0 находится диаметр горловины плафона d_0 (или линейные размеры — при квадратном и прямоугольном плафоне), а затем связанные с ним остальные размеры плафона.

Подачу воздуха рассчитывают по указаниям п. 8.2, руководствуясь схемами 4—6 и формулами (20), (25)—(27), приведенными в табл. 8.1, с помощью коэффициентов m_1, m_2, n_1, n_2, которые даны в табл. 8.2.

Применяя простые плафоны (рис. 8.12), следует назначать:

диаметр диска

$$d_д \geqslant 1{,}5 d_0 \text{ м} \qquad (8.31)$$

и расстояние между потолком и диском

$$h_0 \geqslant 0{,}25 \frac{d_0^2}{d_д} \text{ м}. \qquad (8.32)$$

Универсальный (тарельчатый) плафон (рис. 8.13, табл. 8.9) предназначается для распределения воздуха настильными на потолок или направленными под углом вниз веерными струями; в первом случае плоскость *NM* плафона должна устанавливаться в уровень с поверх-

ностью потолка помещения, а во втором случае плафон может быть опущен ниже потолка.

Для распределения настилающимися струями отражающий диск должен быть опущен ниже плоскости *NM* на 0,05 d_0, а при распределении воздуха струями, направленными под углом вниз, отражающий диск вдвигается в глубь диффузора на величину 0,01 d_0 от плоскости *NM*.

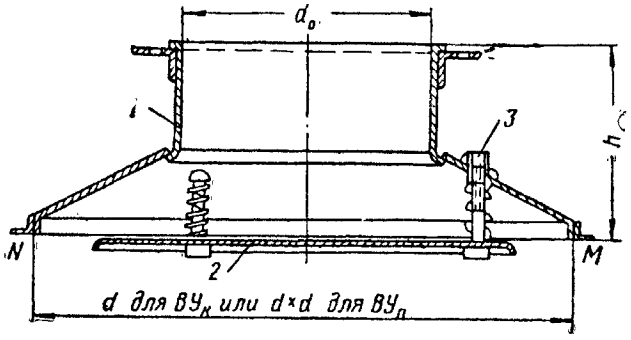


Рис. 8.13. Универсальный тарельчатый плафон типа ВУ, серии 4.904-21, вып. 2

1 — корпус; *2* — диск отражателя; *3* — винт для регулирования положения диска

Таблица 8.10

Техническая характеристика универсального тарельчатого плафона типа ВУ, серии 4.904-21, вып. 2

Тип	Размеры в *мм*			F_0 в *м*²
	d_0	d	h	
ВУ-2	250	500	125	0,05
ВУ-3	315	630	160	0,08
ВУ-4	400	800	200	0,13
ВУ-5	500	1000	250	0,2
ВУ-6	630	1260	315	0,31
ВУ-8	800	1600	400	0,5

Примечание. Плафоны изготавливаются с круглыми (тип ВУ$_к$) и квадратными (тип ВУ$_п$) диффузором и отражателем. Присоединительный патрубок в обоих случаях имеет круглое сечение диаметром d_0.

Для размещения плафонов потолок следует разделить на квадраты или прямоугольники с отношением сторон не более 3 : 2 и устанавливать плафоны на пересечении диагоналей каждой из этих площадок. Расстояние между центрами плафонов должно находиться в пределах от 10 до 20 диаметров горловины.

Вытяжку из верхней зоны рекомендуется делать рассредоточенно так, чтобы расстояние между центрами приточных и вытяжных отверстий было не менее шести диаметров горловины плафона d_0; при меньших расстояниях вытяжные патрубки следует опустить ниже потолка на расстояние 0,6 d_0.

Количество устанавливаемых плафонов определяется по формуле

$$P = \frac{\Sigma L_0}{2820 v_0 d_0^2} \text{ шт.} \qquad (8.33)$$

где d_0 — диаметр горловины плафона в *м*, найденный по расчету, или ближайший меньший стандартный диаметр;

ΣL_0 — общее количество воздуха, выпускаемого через плафоны в данном помещении, в *м*³/*ч*.

Для обеспечения в помещении средней скорости движения воздуха 0,2 *м/сек* и ниже через плафоны типа ВУ рекомендуется подавать не более 40 *м*³/*ч* на 1 *м*² площади пола помещения, а при скорости движения воздуха до 0,3 *м/сек* — не более 48 *м*³/*ч*, что, например, при высоте помещения 4 *м* соответствует 10- и 12-кратному обменам в час.

Плафоны типа ВДШ (рис. 8.14, табл. 8.10) дают струи, расходящиеся под углом в стороны и вниз, поэтому их называют двухструйными плафонами.

Площадь горловины плафона типа ВДШ следует принимать не более

$$F_{0\text{макс}} \leqslant 0{,}013 x_п^2 \ м^2, \qquad (8.34)$$

где $x_п$ — расстояние до О или РЗ по схеме 6 табл. 8.1.

Тогда максимальные отклонения местных температур от средней температуры в О или РЗ ориентировочно составят

$$\Delta t_{ср} \leqslant \pm 0{,}08 \Delta t_0 \ град. \qquad (8.35)$$

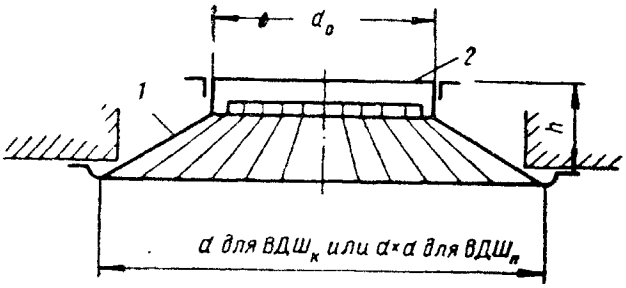


Рис. 8.14. Шестидиффузорный двухструйный плафон типа ВДШ серии 4.904-29

1 — диффузор; *2* — присоединительный патрубок

Для того чтобы обеспечить в зоне обслуживания скорость движения воздуха в пределах до 0,2 *м/сек*, через плафоны ВДШ рекомендуется подавать не более 50 *м*³/*ч* на 1 *м*² площади пола помещения, а для обеспечения скорости движения воздуха до 0,3 *м/сек* — до 60 *м*³/*ч*.

Двухструйные плафоны типа ВДП, серии 4.904-23 (рис. 8.15, табл. 8.11) дают струи, настилающиеся на потолок, и струи, поступающие через перфорированный диск непосредственно в О или РЗ.

Таблица 8.10

Техническая характеристика шестидиффузорных (двухструйных) плафонов типа ВДШ, серии 4.904-29

Тип	Размеры в *мм*			F_0 в *м*²
	d_0	d	h	
ВДШ-2	250	500	136	0,05
ВДШ-3	315	630	153	0,08
ВДШ-4	400	800	196	0,13
ВДШ-5	500	1000	222	0,2
ВДШ-6	630	1260	256	0,31
ВДШ-8	800	1600	299	0,5

Примечание. Плафоны изготавливаются с круглым (тип ВДШ$_к$) и квадратным (тип ВДШ$_п$) диффузорами. Присоединительный патрубок в обоих случаях имеет круглое сечение диаметром d_0.

Таблица 8.11

Техническая характеристика двухструйных потолочных плафонов типа ВДП, серии 4.904-23

Тип	Размеры в *мм*				F_0 в $м^2$
	d_0	$d_д$	b	h	
ВДП-2	250	375	25—75	250	0,05
ВДП-3	315	475	30—95	250	0,08
ВДП-4	400	600	40—120	250	0,13
ВДП-5	500	750	50—150	250	0,2
ВДП-6	630	945	65—190	250	0,31
ВДП-8	800	1200	80—240	250	0,5

Примечание. Плафоны изготавливаются с круглым отражательным диском $ВДП_К$ и с квадратным отражателем $ВДП_П$. Присоединительный патрубок в обоих случаях имеет круглое сечение диаметром d_0.

Плафоны типа ВДШ и ВДП следует рассчитывать, руководствуясь схемой 6, формулами (26) — (27) табл. 8.1 и данными табл. 8.2.

При выпуске воздуха из плафона струями, настилающимися на потолок, под плафоном создается разрежение, и в эту зону поднимаются восходящие струи, несущие наиболее нагретый и содержащий повышенные концентрации вредных выделений воздух. Поэтому вытяжные отверстия в верхней зоне можно размещать по оси серии плафонов, установленных в один ряд (рис. 8.16), или встраивать в конструкцию плафонов.

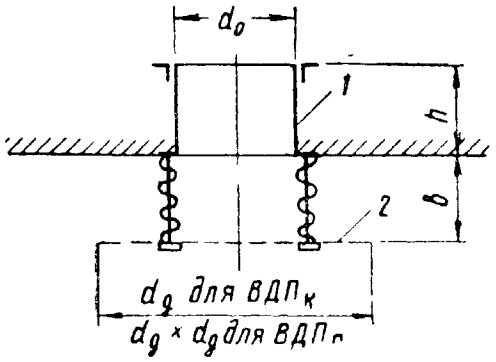


Рис. 8.15 Двухструйный потолочный плафон типа ВДП серии 4.904-23

1 — присоединительный патрубок; *2* — отражательный перфорированный диск

Плафоны с вытяжными отверстиями называются приточно-вытяжными или комбинированными плафонами типа ВК (рис. 8.17, табл. 8.12).

Плафоны типа ВК рассчитываются по схеме 5 и формуле (25) (см. табл. 8.1). Испытания комбинированных плафонов в производственных условиях показали, что при воздухообменах, превышающих 25 объемов помещения в час, часть приточного воздуха начинает засасываться в вытяжное отверстие, а эффективность такого распределения воздуха снижается.

Расчет плафонов, дающих веерные настилающие струи, направленные только в две стороны (рис. 8.16), следует вести по схеме 2 и формулам (11)—(13) табл. 8.1 как для приточных щелевых выпусков, расположенных под потолком помещения.

Таблица 8.12

Техническая характеристика комбинированных приточно-вытяжных плафонов типа ВК, серии ОВ-02-137, вып. 5

Тип	Размеры в *мм*					F_0 в $м^2$
	d_0	d_1	d_2	h_1	h_2	
ВК-3	315	630	200	620	390	0,046
ВК-4	400	800	280	720	450	0,064
ВК-5	500	1000	315	788	500	0,12
ВК-6	630	1260	400	910	580	0,19
ВК-8	800	1600	500	1055	675	0,3

Примечание. Плафоны изготавливаются с круглыми (тип $ВК_К$) и квадратными (тип $ВК_П$) диффузором и отражателем. Присоединительные патрубки в обоих случаях имеют круглое сечение диаметром d_0 и d_2.

Пример 8.4. Распределитель $\Sigma L_0 = 280\,000$ $м^3/ч$ воздуха через тарельчатые универсальные плафоны типа ВУ настилающимися струями в цехе, имеющем 10 пролетов 18×12 *м* каждый, общей площадью 2160 $м^2$ и высотой 5,6 *м*. Температура в рабочей зоне помещения 20° С. Подаваемый воздух имеет температуру 12° С, т. е. рабочая разность температур $\Delta t_0 = 8°$. Скорость движения воздуха в обслуживаемой зоне помещения должна быть равна $v_{норм} = 0{,}25$ *м/сек*.

Решение. Проектируем установку четырех плафонов в каждом пролете цеха, размещая плафоны на пересечении диагоналей прямоугольников 6×9 *м*. Тогда наиболее короткий путь от

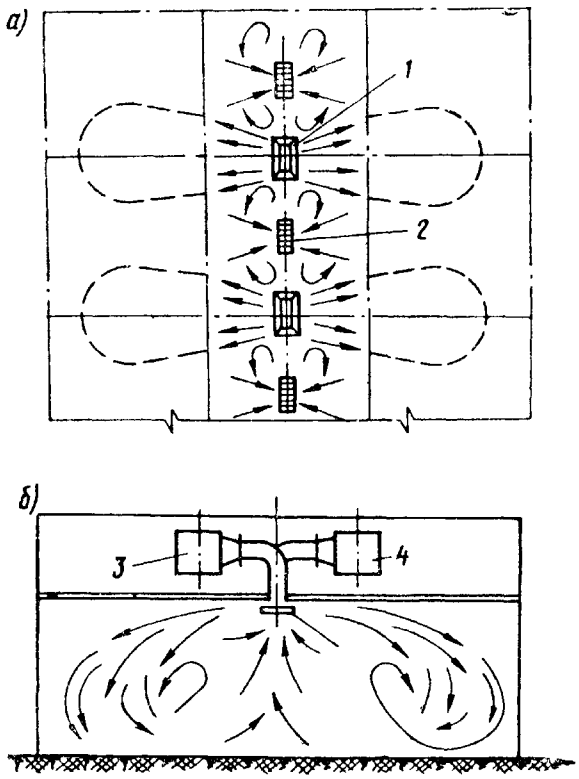


Рис. 8.16. Схема расположения приточных плафонов и вытяжных решеток

а — план потолка; *б* — разрез; *1* — приточный плафон; *2* — вытяжная решетка; *3* — приточный воздуховод; *4* — вытяжной воздуховод

плафона по схеме 5 табл. 8.1 до рабочей зоны будет $l=\frac{6}{2}=$ $=3$ *м* $+x_{\text{п}}=5{,}6-2=3{,}6$ *м*, т. е. всего $3+3{,}6=6{,}6$ *м*.

Отношение $\frac{l}{x_{\text{п}}}=\frac{3}{3{,}6}=0{,}83<1{,}5$; следовательно, расчет должен производиться по схеме 5 и формуле (25) в табл. 8.1. Принимаем плафон ВУ$_{\text{к}}$-8 (см. табл. 8.9), имеющий расчетную площадь $F_{\text{о}}=0{,}5$ *м*^{2}.

Тогда

$$v_{\text{о}}=v_x\frac{x_{\text{п}}+l}{m_2K_{\text{с}}\sqrt{F_{\text{о}}}}=0{,}5\frac{3{,}6+3}{1{,}35\cdot0{,}9\sqrt{0{,}5}}=3{,}84\ м/сек.$$

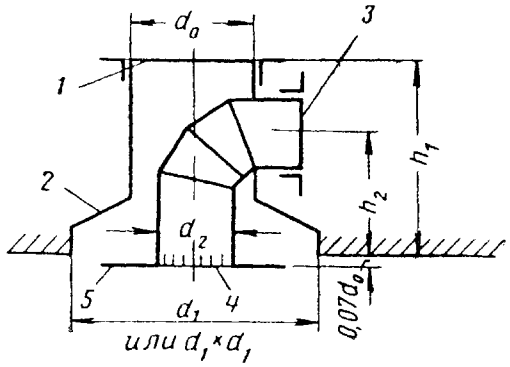


Рис. 8.17. Комбинированный приточно-вытяжной плафон типа ВК, серии ОВ-02-137, вып. 5

1 — присоединительный патрубок к приточному воздуховоду; *2* — диффузор; *3* — присоединительный патрубок к вытяжному воздуховоду; *4* — вытяжная решетка; *5* — отражатель

где $m_2=1{,}35$ по табл. 8,2;
$K_{\text{с}}=0{,}9$ по графику на рис. 8.1 при

$$0{,}1\,\bar{l}=\frac{0{,}1l}{\sqrt{F_{\text{о}}}}=\frac{0{,}1\cdot3}{\sqrt{0{,}5}}=0{,}425,$$

$$\frac{l}{x_{\text{п}}}=\frac{3{,}0}{3{,}6}=0{,}83,$$

что соответствует точке *A* на кривой *9* графика.

$$v_x=2v_{\text{норм}}=2\cdot0{,}25=0{,}5\ м/сек$$ [по формуле (8.3)].

Максимальная пропускная способность плафона при этом равна

$$0{,}5\times3{,}84\times3600=6912\ м^3/ч,$$

а всего при установке $4\cdot10=40$ плафонов

$$6912\times40=276\,500\approx280\,000\ м^3/ч.$$

Максимальная разность температур в рабочей зоне будет равна

$$\Delta t_x=\Delta t_{\text{о}}\frac{n_2K_{\text{с}}\sqrt{F_{\text{о}}}}{x_{\text{п}}+l}=8\frac{1{,}1\cdot0{,}9\sqrt{0{,}5}}{3{,}6+3}=0{,}85^\circ<1^\circ,$$

т. е. на оси струи при входе в рабочую зону температура будет равна $20-0{,}85=19{,}15°$.

Д. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ВОЗДУХА СТРУЯМИ, НАПРАВЛЕННЫМИ ВВЕРХ

При подаче приточного воздуха с помощью струй, выпускаемых под окнами или у стен и направленных вверх (рис. 8.18), наибольшая относительная высота вертикальной струи воздуха

$$\bar{y}_{\text{макс}}=\frac{y_{\text{макс}}}{\sqrt{F_{\text{о}}}}=M\sqrt[3]{\frac{m_1}{\text{Ar}^2}}\ . \qquad (8.36)$$

Максимальная площадь живого сечения на выходе воздуха, при которой возможна подача вертикальной струи холодного воздуха общей длиной $x_{\text{п}}$ *м*, направленной снизу вверх по схеме на рис. 8.18, равна

$$F_{\text{ж.с.макс}}=1{,}76\cdot10^{-5}\times\left[\frac{L_{\text{о}}}{\sqrt{\frac{\Delta t_{\text{о}}}{T_{\text{окр}}}\sqrt{\frac{x_{\text{п}}^3}{m_1}}}}\right]^{1{,}14}\ м^2, \qquad (8.37)$$

где M — коэффициент, равный 0,45 для свободной струи и 0,64 при настилании струи на стену;
m_1 — коэффициент по табл. 8.2;
Ar — критерий Архимеда по формулам (8.11) или (8.12);
$L_{\text{о}}$ — количество воздуха, выпускаемого через насадок, в *м*^{3}/*ч*;
$x_{\text{п}}=y+l+(H_{\text{п}}-h)$ — длина струи в *м* по схеме на рис. 8.18, причем $l\geqslant0{,}7l_{\text{п}}$;
$\Delta t_{\text{о}}$ — рабочая разность температур в *град*;
$T_{\text{окр}}$ — температура окружающего воздуха в °К.

Максимальная скорость воздуха, а также разность между температурой помещения на границе зоны обслуживания или рабочей зоны и минимальной температурой в струе определяются по схеме 2 и формулам (5)—(7) или (8)—(10), или (11)—(13), приведенным в табл. 8.1. Величину $x_{\text{п}}$ принимать, как указано для формулы (8.37). Расчет вести, сообразуясь со схемой на рис. 8.18, определяя $F_{\text{п}}=H_{\text{п}}B$, считая, что B ширина помещения в *м*, приходящаяся на одну струю.

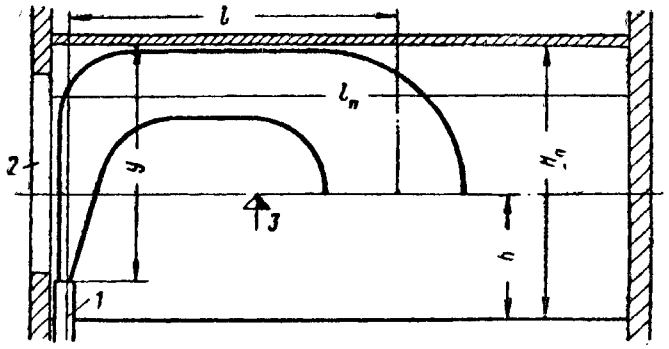


Рис. 8.18. Схема подачи приточного воздуха струей, направленной вверх

1 — приточный патрубок; *2* — окно; *3* — уровень рабочей или обслуживаемой зоны

При недостаточной дальнобойности струи возможно образование застойных зон в помещении.

Для помещений небольшой высоты ($H_{\text{п}}=2{,}6$ *м*) рекомендуется подавать холодный воздух через насадки в полу, обеспечивающие сравнительно медленное уменьшение скорости в струе ($m_1\geqslant4{,}5$).

Скорость при выходе из насадка следует принимать не менее 2,5 *м/сек*, если $\Delta t=11°$, и не менее 1,25 *м/сек*, если $\Delta t_{\text{о}}=8{,}5°$ С.

При применении насадков, обеспечивающих быстрое уменьшение скоростей в струе при $m_1\leqslant2$, и если $\Delta t_{\text{о}}=11°$ С, необходима скорость воздуха при выходе из насадка не менее 3,75 *м/сек*, а при $\Delta t_{\text{о}}=8{,}5°$ С — соответственно 2,5 *м/сек*.

При режиме нагревания помещения большие скорости выпуска дают лучшие результаты, чем малые; рабочая разность температур при выпуске медленно затухающих струй рекомендуется 15—20°, а при быстро затухающих 35—40° С.

Пример 8.5. Рассчитать подачу воздуха вертикальными струями (рис. 8.18) из трех одинаковых патрубков для ассимиляции тепла в помещении объемом $4 \cdot 5{,}5 \cdot 2{,}44 = 53{,}7$ $м^3$ при удельных выделениях тепла 20,2 $ккал/м^3$ в час, при 17-кратном воздухообмене и высоте обслуживаемой зоны 1,8 $м$. Воздух выпускается через решетки в плинтусе; коэффициент $m_1 = 4{,}5$, $m_2 = 6{,}4$ и $n_2 = 4{,}5$.

Решение. Рабочая разность температур составляет

$$\Delta t_0 = \frac{20{,}2}{17 \cdot 0{,}24 \cdot 1{,}2} = 4{,}1^\circ \text{ С}.$$

Количество подаваемого воздуха $L_0 = 53{,}7 \cdot 17 = 912$ $м^3/ч$ или по 304 $м^3/ч$ из каждого патрубка.

Максимальная площадь каждого из трех выпускных патрубков при необходимой длине струи [по формуле (8.37) и схеме на рис. 8.18]

$$x_п = 2{,}3 + 0{,}7 \cdot 5{,}5 + (2{,}44 - 1{,}8) = 6{,}79 \text{ м};$$

$$F_{ж.с.макс.} = 1{,}76 \cdot 10^{-5} \left(\frac{304}{\sqrt{\frac{4{,}1}{291}} \sqrt{\frac{6{,}79^3}{4{,}5}}} \right)^{1{,}14} = 0{,}04 \text{ м}^2.$$

Скорость выхода воздуха из каждого патрубка

$$v_0 = \frac{304}{3600 \cdot 0{,}04} = 2{,}1 \text{ м/сек}.$$

При $m_2 = 6{,}4$ патрубок дает компактную настилающуюся струю, поэтому расчет ведем по формулам (5)—(7) и схеме 2 табл. 8.1. При $x_п = 6{,}79$ $м$ и $F_п = \frac{4 \cdot 2{,}44}{3} = 3{,}25$ $м^2$

$$\frac{x_п}{\sqrt{F_п}} = \frac{6{,}79}{\sqrt{3{,}25}} = 3{,}75,$$

поэтому расчет ведем по формуле (6), считая искомым

$$v_x = v_0 \frac{m_2 K_с K_в \sqrt{F_0}}{x_п} = 2{,}1 \frac{6{,}4 \cdot 0{,}73 \cdot 1 \sqrt{0{,}04}}{6{,}79} = 0{,}29 \text{ м/сек},$$

так как $K_с = 0{,}73$ при $\bar{x} = \frac{0{,}7\, x_п}{\sqrt{F_п}} = \frac{0{,}7 \cdot 6{,}79}{\sqrt{3{,}25}} = 2{,}6$ (кривая *1* на рис. 8.1);

$K_в \approx 1$ при $\frac{l_1}{x_п} = \frac{1{,}8}{6{,}79} = 0{,}265 > 0{,}14$ (рис. 8.1);

$$\Delta t_x = \Delta t_0 \frac{v_x n_2}{v_0 m_2} = 4{,}1 \frac{0{,}29 \cdot 4{,}5}{2{,}1 \cdot 6{,}4} = 0{,}4^\circ.$$

Е. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ВОЗДУХА ЧЕРЕЗ ПОТОЛОЧНЫЕ ПЕРФОРИРОВАННЫЕ ПАНЕЛИ[1]

Распределение воздуха через перфорированные потолочные панели применяется для того, чтобы достигнуть минимальной скорости воздуха в обслуживаемой или рабочей зоне, главным образом в низких помещениях. Этот способ обеспечивает резкое снижение скорости и выравнивание температур в непосредственной близости к месту выпуска воздуха.

Основной характеристикой перфорированной панели является коэффициент живого сечения

$$K_{ж.с} = \frac{F_{ж.с}}{F_{пан}} = 0{,}785 \left(\frac{d}{t} \right)^2, \qquad (8.38)$$

где $F_{ж.с}$ — площадь живого сечения в $м^2$;
$F_{пан}$ — площадь панели в $м^2$;
d — диаметр отверстий в $м$;
t — шаг отверстий в $м$.

[1] Использованы результаты исследований канд. техн. наук М. И. Гримитлина.

При равномерном коридорном расположении отверстий шаг равен расстоянию между центрами отверстий, а при равномерном шахматном расположении — диаметру касающихся окружностей, проведенных из центров отверстий. В других случаях $K_{ж.с}$ определяется из прямого отношения площадей $\frac{F_{ж.с}}{F_{пан}}$.

Достигнуть хорошего распределения воздуха в зоне обслуживания или в рабочей зоне можно, применяя перфорированные панели с шагом отверстий $t > 3d$, что соответствует живому сечению панели менее 9% ее

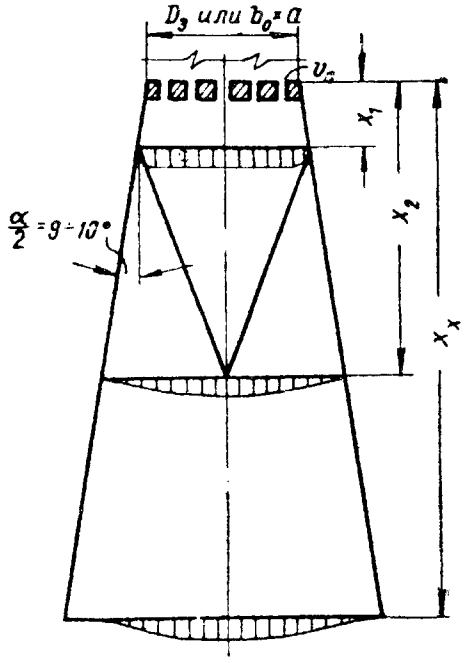


Рис. 8.19. Схема изотермической струи, выходящей из перфорированной панели

полной площади. В некоторых случаях применяют панели, имеющие 100 $K_{ж.с} = 0{,}2 \div 0{,}3\%$.

Отверстия в перфорированных панелях рекомендуется, как правило, делать диаметром $d = 0{,}002 \div 0{,}01$ $м$, но в отдельных случаях в высоких помещениях допускается доводить до $d = 0{,}02$ $м$.

Диаметр отверстий связан с толщиной материала панели δ и условиями обеспечения выхода струй воздуха в направлении, перпендикулярном панели, поэтому желательно иметь отношение $\frac{\delta}{d} \geqslant 1 \div 2$.

Перфорированные потолочные панели делаются квадратными, прямоугольными, а иногда и круглыми.

Схема изотермической струи, выходящей из отдельной перфорированной потолочной панели, занимающей небольшую часть потолка, приведена на рис. 8.19. Струя имеет три участка: формирования длиной x_1, начальный $x_2 - x_1$ и основной $x_x - x_2$ в $м$.

На участке формирования из отдельных струй образуется общая струя, которая затем развивается по законам осесимметричных или плоских струй.

Угол α° раскрытия слившейся изотермической струи, выходящей из круглой перфорированной панели, практически постоянен и равен 18—20°. При выходе из вы-

тянутых прямоугольных панелей с отношением сторон $b_o : a$ от 10 до 20 на расстоянии до 15 b_o струи раскрываются под тем же углом 18—20° во все стороны.

Участок формирования общей изотермической струи, выходящей из перфорированных панелей, имеет длину

$$x_1 = 5\,t \ м, \qquad (8.39)$$

а расстояние от панели до начала основного участка струи, выходящей из круглых, квадратных и вытянутых прямоугольных панелей:

$$x_2 = 4\,b_o \ м, \qquad (8.40)$$

где t — шаг между осями отверстий в панели в *м*;
b_o — ширина панели в *м*; для круглых панелей $b_o = 0{,}89 D_{пан}$ ($D_{пан}$ — диаметр панели в *м*).

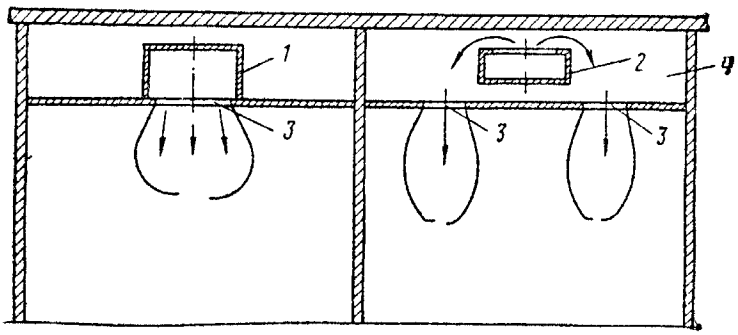


Рис. 8.20. Два способа подачи воздуха через перфорированные панели

1 — панели непосредственно связаны с приточными воздуховодами; *2* — связь между перфорированными панелями и воздуховодами осуществляется через камеру давления; *3* — перфорированные панели; *4* — камера давления

Если перфорированные панели непосредственно связаны с системой воздуховодов (рис. 8.20), то верхний предел скоростей воздуха при выходе из отверстий v_o *м/сек* ограничивается акустическими условиями и заданной скоростью воздуха в О или РЗ, а при камере давления также и условиями ее герметичности. Практически в последнем случае рекомендуется принимать $v_o \leqslant 4$ *м/сек*.

Рабочая разность температур Δt_o при подаче холодного воздуха допускается до $\Delta t_o = t_п - t_o \leqslant 15°$ при малых живых сечениях панелей — порядка 100 $K_{ж.с} \leqslant 0{,}5\%$. Принимая большие $K_{ж.с}$, рекомендуется уменьшать Δt_o, и при 100 $K_{ж.с} = 5\%$ рабочую разность температур не следует принимать больше $\Delta t_o = 5°$.

Перфорированные панели следует размещать на потолке помещения в виде полос, квадратных или круглых участков, общая площадь которых $\Sigma F_{пан}$, как правило, не должна превышать 50% общей площади потолка $F_{пот}$, хотя при 100 $K_{ж.с} < 1\%$ допускается перфорация всего потолка $\Sigma F_{пан} = F_{пот}$ в $м^2$.

При $\Sigma F_{пан} \leqslant 0{,}5\,F_{пот}$ и когда верхняя граница обслуживаемой или рабочей зоны помещения находится в пределах начального участка струи $x_2 = H_п - h \leqslant 4\,b_o$, среднюю из максимальных скоростей воздуха (сопоставимую с нормируемой скоростью) на заданном расстоянии $x = H_п - h$ *м* от панели следует определять по формуле М. И. Гримитлина:

$$v_{x,1} = v_o K_c K_н K_в \sqrt{\frac{K_{ж.с}}{\mu}} \ м/сек, \qquad (8.41)$$

а среднюю из максимальных разностей (сопоставимую с допускаемой разностью) температур в О или РЗ следует определять по формуле

$$\Delta t_{x,1} = \Delta t_o \frac{K_в}{K_c K_н} \sqrt{\frac{K_{ж.с}}{\mu}} \ град, \qquad (8.42)$$

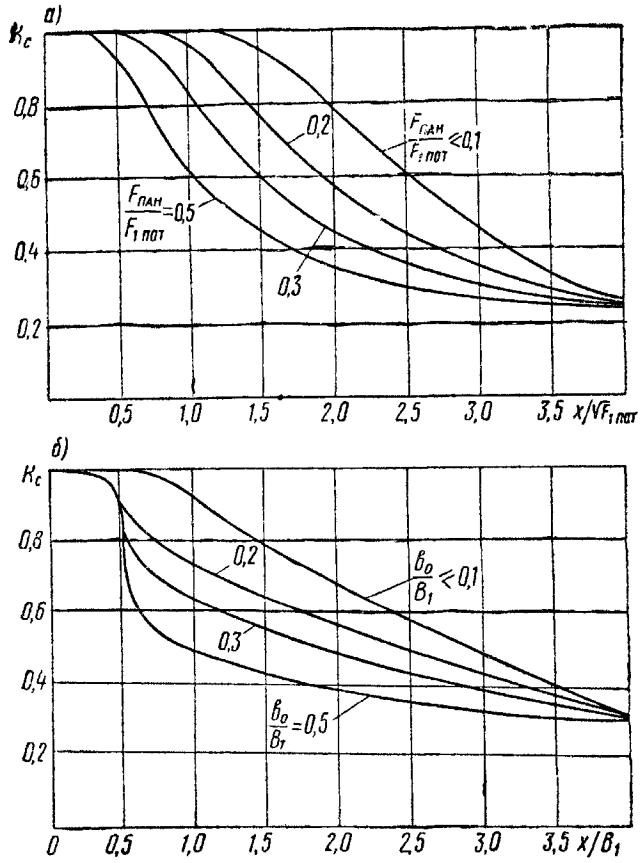


Рис. 8.21. Коэффициент для учета степени стеснения струй

а — выходящих из квадратных и круглых панелей; *б* — из вытянутых прямоугольных панелей

где v_o — скорость воздуха при выходе из отверстий в *м/сек*;

K_c — коэффициент для учета степени стеснения струй определяется по графику в зависимости от расстояния x в *м* между потолком и О или РЗ (рис. 8.21, *а*), площади панели $F_{пан}$ в $м^2$ и площади потолка, приходящейся на одну панель $F_{1пот}$ в $м^2$, или (рис. 8.21, *б*) от ширины прямоугольной вытянутой панели b_o в *м* и ширины помещения B_1 в *м*, приходящейся на одну панель;

$K_н$ — коэффициент для учета неизотермичности струй при выпуске холодного воздуха f (A); определяется по графику, приведенному на рис. 8.22, причем для квадратных и круглых панелей

$$A = 0{,}009 \frac{\Delta t_o x^2}{v_o^2 K_c^3 \sqrt{F_{пан} K_{ж.с}}}; \qquad (8.43)$$

для прямоугольных вытянутых панелей

$$A = 0{,}01 \frac{\Delta t_o}{v_o^2 K_c^3} \sqrt{\frac{x^3}{b_o K_{ж.с}}}; \qquad (8.44)$$

$K_в$ — коэффициент для учета взаимодействия струй, выходящих из панелей, расположенных рядом; принимается как для компактных и плоских струй (рис. 8.2)**1**

$K_{ж.с}$ — коэффициент живого сечения панели в долях единицы;

μ — коэффициент расхода; при нормальном подводе воздуха к панели, например из камеры давления (рис. 8.20), если толщина панели $\delta \leqslant 0{,}5d$ (здесь d — диаметр отверстия), величина μ равна в среднем 0,75, а при $\delta \geqslant d$ величина $\mu = 1$; при выпуске воздуха через панели, присоединенные к воздуховодам равномерной раздачи (рис. 8.20), $\mu = 0{,}5$;

Δt_0 — рабочая разность температур в *град*.

При тех же условиях $\Sigma F_{пан} \leqslant 0{,}5\ F_{пот}$, но когда граница О или РЗ находится в пределах основного участка струи $x = H_п - h > 4\,b_0$ (здесь $H_п$ — высота помещения в *м*; h — высота обслуживаемой или рабочей зоны помещения в *м*), средняя из максимальных скоростей воздуха (сопоставимая с нормируемой скоростью) на заданном расстоянии x в *м* от вытянутых прямоугольных панелей находится по формуле

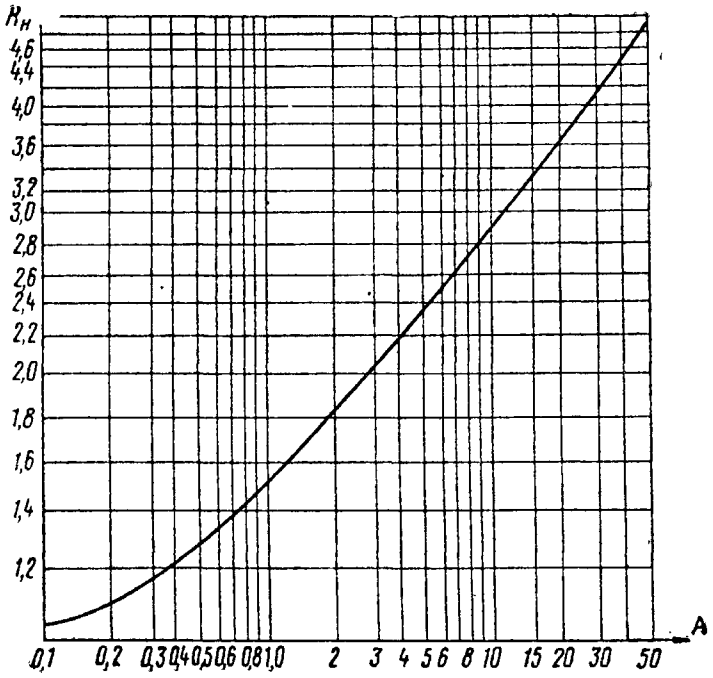


Рис. 8.22. Коэффициент $K_н = f(A)$ для учета неизотермичности при выпуске воздуха через перфорированные панели

$$v_{x,2} = v_{x,1}\, m \sqrt{\frac{b_0}{x}}\ м/сек, \qquad (8.45)$$

а средняя из максимальных разностей температур в О или РЗ — по формуле

$$\Delta t_{x,2} = \Delta t_{x,1}\, n \sqrt{\frac{b_0}{x}}\ град. \qquad (8.46)$$

Для квадратных и круглых панелей при $x \geqslant 4\,b_0$ величина скорости воздуха, сопоставимой с нормируемой скоростью:

$$v_{x,3} = 1{,}13 v_{x,1}\, m \frac{\sqrt{F_{пан}}}{x}\ м/сек; \qquad (8.47)$$

разность температур, сопоставимая с допустимой:

$$\Delta t_{x,3} = 1{,}13 \Delta t_{x,1}\, n \frac{\sqrt{F_{пан}}}{x}\ град, \qquad (8.48)$$

где

m — коэффициент, характеризующий падение максимальных скоростей в струе, при нормальном подводе воздуха к панели, равный: 4 — для квадратных и круглых панелей; 2 — для прямоугольных вытянутых панелей; для всех панелей при касательном подводе воздуха $m = 1{,}8$;

n — коэффициент, характеризующий уменьшение максимальной разности температур в струе и равный $0{,}82m$;

$H_п$ и h — высота помещения и высота О или РЗ в *м*;

x, $F_{пан}$, b_0, $v_{x,1}$, $\Delta t_{x,1}$ — см. формулы (8.41) и (8.42).

Если воздух выпускается через перфорированные панели, занимающие всю площадь потолка $\Sigma F_{пан} = F_{пот}$, то среднюю из максимальных скоростей, сопоставимую с нормируемой скоростью воздуха $x \geqslant 5t$, следует определять по формуле

$$v_x = 1{,}2 v_0 K_н \sqrt{\frac{K_{ж.с}\, i}{\mu}}\ м/сек, \qquad (8.49)$$

а среднюю из максимальных (сопоставимую с допустимой) разностей температур в О или РЗ — по формуле

$$\Delta t_x = \frac{\Delta t_0}{K_н} \sqrt{\frac{K_{ж.с}}{i\mu}}\ град, \qquad (8.50)$$

где v_0, v_x, $K_{ж.с}$, μ, Δt_0, Δt_x, t — аналогичны приведенным для формул (8.38), (8.41)—(8.42);

i — коэффициент, характеризующий падение количества движения в струе, определяемый по графику на рис. 8.23;

$K_н = f(A)$ — коэффициент неизотермичности по графику на рис. 8.22 при

$$A = 0{,}1 \frac{\Delta t_0}{v_0^2} \cdot \frac{d}{K_{ж.с} \sqrt{i^3}}, \qquad (8.51)$$

d — диаметр отверстия в *м*.

Увеличение скоростей под влиянием гравитационных сил при подаче воздуха через перфорированный потолок происходит главным образом на участке формирования (рис. 8.19, $x_1 = 5t$), а затем влияние гравитационных сил практически не сказывается.

При выпуске воздуха через перфорированные панели, суммарная площадь которых составляет от 30 до

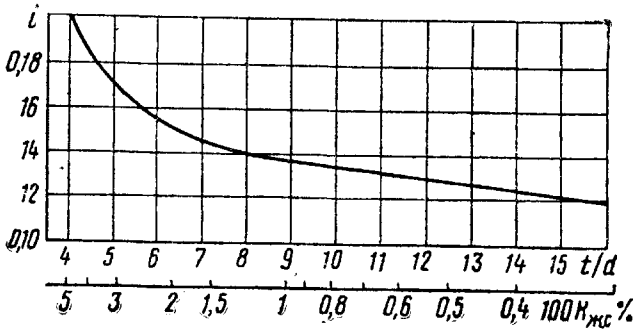


Рис. 8.23. Коэффициент i для учета падения количества движения на участке формирования струи при $\Sigma F_{пан} = F_{пот}$

100% площади потолка, колебания скоростей движения воздуха по площади О или РЗ помещения лежат в пределах

$$\Delta_v = \frac{v_x - v_{x\,\text{ср. мин}}}{v_{x\,\text{ср}}} = 0{,}3 \div 0{,}4, \qquad (8.52)$$

где v_x, $v_{x\,\text{ср. мин}}$, $v_{x\,\text{ср}}$ — средняя из максимальных, средняя из минимальных и общая средняя скорости воздуха в обслуживаемой или рабочей зоне помещений в *м/сек*.

Колебания температур в обслуживаемой или рабочей зоне по площади помещения лежат в пределах

$$\Delta_t = \frac{t_x - t_{x\,\text{ср. мин}}}{\Delta t_0} = 0{,}05 \div 0{,}2, \qquad (8.53)$$

а в среднем — $\Delta_t = 0{,}15$,

где t_x, $t_{x\,\text{ср.мин}}$ — средняя из максимальных и средняя из минимальных температур в обслуживаемой или рабочей зоне помещения в *град*;

Δt_0 — рабочая разность температур в *град*.

Для соблюдения возможно более равномерных скоростей движения воздуха и температур необходимо обеспечить равномерный выпуск воздуха из перфорированных панелей потолка. Для этого, например, устраиваются сети воздуховодов внутри подшивного потолка, из которых воздух равномерно выпускается вверх по направлению к перекрытию и, растекаясь по нему, поворачивает вниз, а затем выходит через отверстия панели (см. рис. 8.20).

Пример 8.6. Определить среднюю из максимальных скоростей движения воздуха v_x в *м/сек* и разности температур Δt_x при выпуске воздуха через 5 перфорированных панелей размером 5,9×0,44 *м* каждая в помещении площадью 6×6=36 *м*², высотой $H_\text{п}$=4,2 *м*. Расстояние от панели до границы обслуживаемой зоны $x = H_\text{п} - h = 4{,}2 - 2 = 2{,}2$ *м*, расстояние между панелями 1,2—0,44=0,76 *м*, скорость воздуха при выходе из отверстий v_0=3 *м/сек*, а рабочая разность температур Δt_0=9° (I вариант) и Δt_0=3° (II вариант). Панели имеют $K_{\text{ж.с}}$=0,04.

Решение. Граница начального участка общей струи, определяемая по формуле (8.40) : $x_2 = 4b = 4 \cdot 0{,}44 = 1{,}76$ *м*, лежит выше границ обслуживаемой зоны, расстояние до которой x=2,2 *м*.

Следовательно, обслуживаемая зона находится в пределах основного участка струи, а так как общая площадь панелей 0,44 · 5,9 · 5=13 *м*² составляет 36%, т. е. меньше 50% площади потолка, то скорость v_x рассчитывается по формулам (8.41) и (8.45).

Тогда при Δt_0=9° получим

$$v_{x,2} = v_0 m K_\text{с} K_\text{н} K_\text{в} \sqrt{\frac{K_{\text{ж.с}}\, b_0}{x\mu}} =$$

$$= 3 \cdot 2 \cdot 0{,}46 \cdot 1{,}96 \cdot 1 \sqrt{\frac{0{,}04 \cdot 0{,}44}{2{,}2 \cdot 0{,}75}} = 0{,}56 \text{ м/сек}.$$

Здесь учтено, что $\frac{x}{B_1} = \frac{(4{,}2-2)5}{6} = 1.84$ и $\frac{b_0}{B_1} = \frac{0{,}44 \cdot 5}{6} =$ =0,37, поэтому коэффициент $K_\text{с}$=0,46 по графику на рис. 8.21. По формуле (8.44) величина

$$A = 0{,}01 \frac{\Delta t_0}{v_0^2 K_\text{с}^3} \sqrt{\frac{x^3}{b_0 K_{\text{ж.с}}}} =$$

$$= 0{,}01 \frac{9}{3^2 \cdot 0{,}46^3} \sqrt{\frac{2{,}2^3}{0{,}44 \cdot 0{,}04}} = 2{,}52,$$

поэтому по графику на рис. 8.22 величина $K_\text{н}$=1,96.

Отношение расстояния между панелями l=0,76 *м* к длине струи от выхода из панели до О или РЗ $x_\text{п}$=2,2 *м* равно $\frac{0{,}76}{2{,}2}$ = =0,345>0,14, поэтому по графику на рис. 8.2 коэффициент взаимодействия $K_\text{в}$=1.

Аналогичные расчеты при Δt_0=3° (II вариант) дают $K_\text{п}$=1,44; следовательно,

$$v_{x,2} = 0{,}56 \frac{1{,}44}{1{,}96} = 0{,}41 \text{ м/сек}.$$

Величина Δt_x находится по формулам (8.42) и (8.46) и при Δt_0=9° С для I варианта она равна

$$\Delta t_{x,2} = \Delta t_0\, n \frac{K_\text{в}}{K_\text{с} K_\text{н}} \sqrt{\frac{K_{\text{ж.с}}\, b_0}{x\mu}} =$$

$$= 9 \cdot 0{,}82 \cdot 2 \frac{1}{0{,}46 \cdot 1{,}96} \sqrt{\frac{0{,}04 \cdot 0{,}44}{2{,}2 \cdot 0{,}75}} = 1{,}7° \text{ С},$$

а при Δt_0=3° (II вариант)

$$\Delta t_{x,2} = 1{,}7 \frac{3 \cdot 1{,}96}{9 \cdot 1{,}44} = 0{,}8°.$$

Количество подаваемого воздуха 5,9 · 0,44 · 5 · 3600 · 3 · 0,04 = =5600 *м*³/*ч* и воздухообмен в помещении будет равен $\frac{5600}{36 \cdot 4{,}2}$ =37 объемов помещения в 1 *ч*.

Ж. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ВОЗДУХА ЧЕРЕЗ ПЕРФОРИРОВАННЫЕ ВОЗДУХОВОДЫ

Перфорированные воздуховоды выполняются круглого и прямоугольного сечений и, как правило, устанавливаются на уровне 2,5—3,2 *м* от пола до низа воздуховода. Воздуховоды круглого сечения разработаны ЛИОТ, стандартизированы и изготавливаются по чертежам серии 4.904-24 (рис. 8.24, табл. 8.13) с отверстиями в 6 и 12 рядов.

Отверстия в воздуховодах прорезаются зигмашиной или штампуются. Металл разрезается по трем сторонам периметра отверстия, и образующийся язычок отгибается внутрь воздуховода. Он служит направляющей для воздуха, выходящего из отверстия. Отгибы язычков наружу воздуховода дают худшие результаты, чем отгиб внутрь.

Подача воздуха через перфорированные воздуховоды рассчитывается по схеме 4 и формулам (23) и (24) табл. 8.1, причем величины коэффициентов m_1 и n_1 для круглых воздуховодов серии 4.904-24 берутся по табл. 8.13, где приведены также величины F_0 и b_0, входящие в расчетные формулы.

При подаче воздуха через прямоугольные воздуховоды или нестандартные круглые перфорированные воздуховоды коэффициенты m_1 и n_1 принимаются по табл. 8.2.

Пример 8.7. Распределить 6500 *м*³/*ч* воздуха, имеющего температуру 18° С, через стандартные круглые перфорированные воздухораспределители серии 4.904-24. Скорость воздуха при входе в рабочую зону не должна превышать 0,6 *м/сек*, а температура в струе должна быть не менее 22° С при температуре в рабочей зоне 23° С. Воздухораспределитель устанавливается на высоте 3,2 *м* от пола в пролете шириной 6 *м*.

Решение. Задаемся скоростью выхода воздуха из отверстий 3 *м/сек*, тогда площадь выходных отверстий должна быть равна

$$\frac{6500}{3600 \cdot 3} = 0{,}6 \text{ м}^2.$$

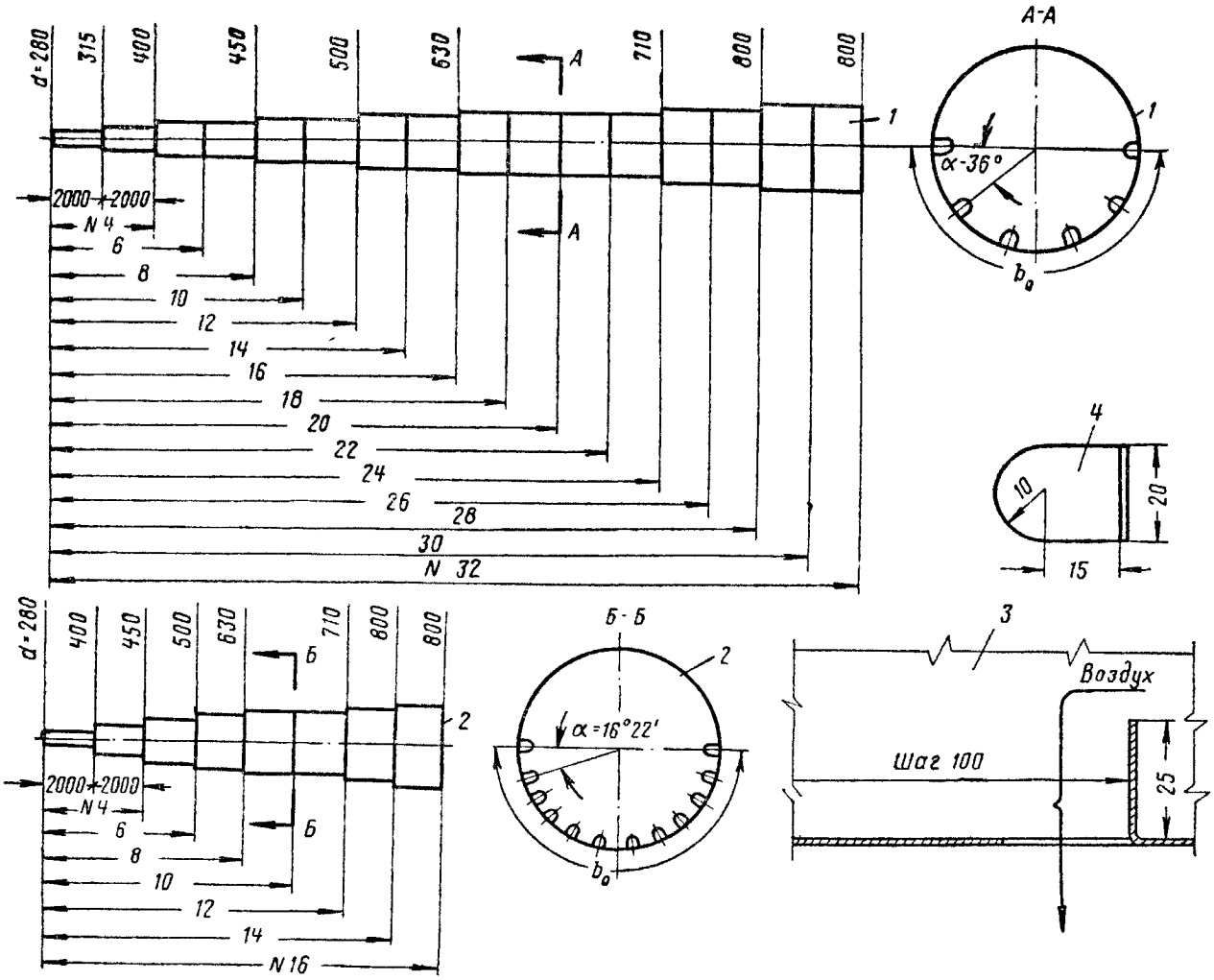


Рис. 8.24. Перфорированный круглый воздухораспределитель серии 4.904-24

1 — воздухораспределитель ВК-1 с 6 рядами отверстий; *2* — воздухораспределитель ВК-2 с 12 рядами отверстий; *3* — схема расположения отверстий и отгибов по длине воздухораспределителя; *4*—размеры отверстий, пробиваемых штампом или зигмашиной; № 4—32 — номер воздухораспределителя

Принимаем к установке воздухораспределитель ВК-2 № 12 по табл. 8.13 с 12 рядами отверстий, имеющий расчетную площадь живого сечения $F_0=0{,}57$ *м*² и расчетную ширину $b_0=0{,}75$ *м*.

Расчет ведем по формуле (23) (см. табл. 8.1). Устанавливается один воздухораспределитель в пролете 6 *м*; следовательно, по схеме 4 имеем $x=3{,}2-2=1{,}2$ *м* $<l=\frac{6}{2}=3$ *м*;

$$v_0 = v_x \frac{\sqrt{x_п}}{m_1 K_в K_н \sqrt{b_0}} = 0{,}6 \frac{\sqrt{3{,}2-2}}{0{,}25 \cdot 1 \cdot 1 \sqrt{0{,}75}} = 3 \text{ м/сек},$$

где $m_1=0{,}25$ (по табл. 8.13) для выбранного воздухораспределителя;

$K_в=1$, так как устанавливается один воздухораспределитель;

$K_н=1$, так как по формуле (8.15) $Z=5{,}4$

$$Z = 9{,}6 \sqrt[3]{0{,}75 \frac{(0{,}25 \cdot 3)^4}{(0{,}23 \cdot 5)^2}} = 5{,}4,$$

$n_1=0{,}23$ (табл. 8.13) по графику на рис. 8.6 при $\frac{x}{Z}=\frac{1{,}2}{5{,}4}=0{,}222<0{,}3$.

Разность между температурой в помещении и струе определяем по формуле (23) табл. 8.1 при $\Delta t_0=23-18=5°$:

$$\Delta t_x = \Delta t_0 \frac{n_1 K_в \sqrt{b_0}}{K_н \sqrt{x_п}} = 5 \frac{0{,}23 \cdot 1 \sqrt{0{,}75}}{1 \cdot \sqrt{1{,}2}} = 0{,}9° < 1°.$$

Таким образом, температура в зоне действия струи на верхнем уровне рабочей зоны будет равна 23—0,9=22,1° С.

И. ОБЩИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО РАСПРЕДЕЛЕНИЮ ВОЗДУХА

1. При расположении приточных отверстий и назначении расходов воздуха через них следует учитывать распределение избытков или недостатков тепла по помещению.

2. Скорость воздуха в магистральном участке канала, подводящем воздух к воздухораспределителю, установленному на стенке канала, следует принимать ниже скорости в живом сечении воздухораспределителя. В противном случае только часть воздухораспределителя будет работать на выпуск воздуха, а через остальную часть будет происходить подсос воздуха.

Таблица 8.13

Техническая характеристика перфорированных круглых воздухораспределителей серии 4.904-24

Характеристика			№ воздухораспределителя														
			4	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30	32
Площадь живого сечения F_0 в $м^2$	6 рядов ВК-1		0,1	0,16	0,21	0,26	0,31	0,36	0,42	0,47	0,52	0,57	0,63	0,68	0,73	0,78	0,83
	12 рядов ВК-2		0,16	0,26	0,36	0,47	0,57	0,68	0,78	—	—	—	—	—	—	—	—
Расчетная ширина b_0 в $м$	6 рядов ВК-1		0,45	0,51	0,54	0,57	0,6	0,62	0,64	0,68	0,71	0,74	0,76	0,79	0,81	0,84	0,87
	12 рядов ВК-2		0,52	0,58	0,63	0,71	0,75	0,81	0,86	—	—	—	—	—	—	—	—
Коэффициенты для	ВК-1	m_1	0,24	0,22	0,22	0,21	0,21	0,2	0,2	0,19	0,19	0,18	0,18	0,18	0,18	0,17	0,17
		n_1	0,22	0,2	0,2	0,19	0,19	0,18	0,18	0,18	0,17	0,17	0,17	0,16	0,16	0,16	0,16
		$\zeta_п$	1,7							2							
	ВК-2	m_1	0,3	0,28	0,27	0,26	0,25	0,24	0,23	—	—	—	—	—	—	—	—
		n_1	0,27	0,26	0,25	0,23	0,23	0,22	0,21	—	—	—	—	—	—	—	—
		$\zeta_п$	1,7			2				—	—	—	—	—	—	—	—

m_1, n_1 — коэффициенты затухания струй для расчета по схеме 4 и формулам (23) и (24) табл. 8.1; $\zeta_п$ — коэффициент местного сопротивления воздухораспределителя, отнесенный к площади присоединительного патрубка $\frac{\pi d^2}{4}$, причем d в $м$ — по рис. 8.24.

3. Следует выравнивать поток при подходе его к воздухораспределителю. Глубина направляющих лопаток должна быть равна двукратному (но не менее полуторного) расстояния между ними. При тангенциальном подводе воздуха к плафонам можно не устанавливать выравнивающих лопаток, если диаметр горловины плафона равен или меньше 25% диаметра воздуховода.

4. Клапаны, регулирующие расход воздуха, следует располагать на таком расстоянии от воздухораспределителей, чтобы при регулировании они не нарушали структуры воздушных потоков, подводимых к воздухораспределителям.

5. Скорости движения воздуха в приточных, вытяжных рециркуляционных патрубках или решетках должны выбираться в зависимости от уровня их расположения и производственного шума в помещениях, руководствуясь табл. 8.14 и 8.15.

6. Воздуховоды и воздухораспределители следует проектировать, учитывая возможность перераспределения воздуха по отношению к предусмотренному проектом.

7. Распределение воздуха следует рассчитывать, ориентируясь на максимальные нагрузки и на допустимые скорости воздуха, соответствующие теплому периоду года, проверяя на условия холодного периода.

8. При высоте помещений более 5 $м$ и подаче теплого воздуха возникает опасность расслоения воздуха по высоте помещения. В этом случае рециркуляцион-

Таблица 8.14

Наибольшие скорости выхода воздуха v_0 из приточных воздухораспределителей по условиям шума, создаваемого выходящим воздухом

Назначение помещения	v_0 в $м/сек$
Телестудии, студии звукозаписи, аппаратны телефонных и радиостанций	4—4,5
Операционные в больницах, читальные залы библиотек, номера в гостиницах	4,5—5
Концертные и лекционные залы, музеи, зрительные залы театров и кинотеатров, школьные классы, конструкторские бюро, учреждения	5—6
Рестораны, танцевальные и гимнастические залы	6—7,5
Торговые помещения, рынки, фабрики-кухни	8—9
Производственные помещения фабрик и заводов при наличии производственного шума 75 $дб$ и более	8—15

Таблица 8.15

Рекомендуемые скорости воздуха v_0 для вытяжных и рециркуляционных решеток

Расположение решетки или щели	v_0 в *м/сек*
Выше зоны обслуживания	4 и более
В зоне обслуживания, но не вблизи сидящих людей	3—4
В зоне обслуживания вблизи сидящих людей	2—3
В дверях или стенах для перетекания из одного помещения в другое	1—1,5
В щелях под дверью для перетекания из одного помещения в другое	1—1,5

ные решетки рекомендуется устанавливать в нижней зоне помещения.

9. Рециркуляционные и вытяжные отверстия следует размещать так, чтобы их короткие всасывающие факелы не оказывали непосредственного влияния на близрасположенные участки обслуживаемой или рабочей зоны, но по возможности усиливали движение воздуха в застойных зонах помещения, выравнивая там температуру и влажность.

10. При расположении вытяжных отверстий у пола следует предусматривать возможность очистки от пыли решеток и каналов под ними.

11. Если вытяжные отверстия располагаются на уровне головы человека, то скорости воздуха следует снижать на 25% максимума, указанного в табл. 8.15.

Нижнее удаление воздуха эффективно в случаях, когда вытяжные отверстия располагаются вблизи слабонагретых источников тепла.

Правильно организованное удаление воздуха может на 15—30% снизить потребную производительность системы.

Глава 9

ВОЗДУШНЫЕ ДУШИ

9.1. УСТРОЙСТВО ВОЗДУШНЫХ ДУШЕЙ

А. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Воздушное душирование применяется на рабочих местах производственных помещений в следующих случаях: а) при тепловом облучении работающих с интенсивностью более 300 *ккал/м²·ч*; б) при температуре воздуха в рабочей зоне выше установленной СНиП II-Г.7-62; в) при открытых производственных процессах с выделением ядовитых газов или паров и при невозможном устройстве местных укрытий.

Душирующие установки могут подавать наружный воздух, внутренний воздух с обработкой его в стационарных камерах (с очисткой и охлаждением) или внутренний воздух при помощи веерных (рециркуляционных) агрегатов.

По СНиП II-Г.7-62 требуется производить душирование наружным воздухом (п. 4.25), допуская душирование внутренним воздухом (например, при помощи веерных агрегатов) только при тепловом облучении до 300 *ккал/м²·ч* (п. 4.24).

Охлаждающий эффект воздушного душирования зависит от разности температур между телом работающего и потоком воздуха и скорости обтекания воздухом охлаждаемого тела.

При смешении основной струи, выходящей из отверстия или патрубка, с окружающим воздухом скорость воздуха, разность температур и концентрация примесей в поперечном сечении свободной струи изменяются.

При душировании наружным или внутренним охлажденным воздухом следует принимать насадки с меньшим коэффициентом турбулентности, так как это существенно влияет на расход и степень охлаждения воздуха.

Наименьшую турбулентность дают цилиндрические или конические насадки, однако угол расширения струи и зона охвата рабочей площадки у них невелики. Пропеллерные (веерные) душирующие установки дают более равномерные скорости в потоке воздуха и более широкую зону обслуживания, однако при высоких температурах воздуха в цехе, превышающих 28° С, их охлаждающий эффект существенно снижается, так как охлаждение происходит только за счет повышенной скорости.

Б. РАСЧЕТНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

Душирующие установки в рабочей зоне должны обеспечивать следующие температуры и скорости движения воздуха:

а) при тепловом облучении более 300 *ккал/м²·ч* — температуры и скорости, приведенные в табл. 9.1;

б) при тепловом облучении от 150 до 300 *ккал/м²·ч* — температуры, приведенные в табл. 1.1, и скорости воздуха на 0,2 *м/сек* выше приведенных в табл. 1.1;

в) при душировании, применяемом для борьбы с конвективным теплом, — приведенные в табл. 1.1;

г) при душировании, применяемом для борьбы с вредными газами и парами (при отсутствии или при незначительных тепловыделениях), — скорости воздуха в пределах 0,7—1 *м/сек* и температуры в теплый период года по табл. 1.1, а в холодный и переходный периоды — на 2° выше приведенных в табл. 1.1.

За расчетные температуры наружного воздуха принимают:

а) для систем, работающих на наружном воздухе и устраиваемых для борьбы с воздействием лучистого тепла, — по расчетным параметрам наружного воздуха Б;

б) в остальных случаях — по параметрам наружного воздуха А для теплого периода года и Б для холодного периода (СНиП II-Г.7-62).

Таблица 9.1

Температуры и скорости движения воздуха при воздушном душировании

Период года	Категория работы	Интенсивность теплового облучения в *ккал/м²·ч*					
		от 300 до 600		от 600 до 1200		от 1200 до 1800	
		температура воздуха в *град*	скорость движения воздуха в *м/сек*	температура воздуха в *град*	скорость движения воздуха в *м/сек*	температура воздуха в *град*	скорость движения воздуха в *м/сек*
Теплый (температура наружного воздуха 10° С и выше)	Легкая	22—24	0,5—1	21—23	1—2	19—20	2—3
	Средней тяжести	21—23	1—2	20—22	2—3	19—21	3
	Тяжелая	20—22	2—3	19—21	3	18—20	3
Холодный и переходный (температура наружного воздуха ниже 10° С)	Легкая	19—21	0,5—1	18—20	1—2	17—18	2—2,5
	Средней тяжести	17—19	0,5—1	16—18	1—2	16—17	2—3
	Тяжелая	16—18	1—2	16—17	2—3	16	3

Примечания: 1. Указанные скорости движения воздуха являются средними в рабочей зоне или на рабочих местах.

2. Бо́льшая скорость движения воздуха соответствует максимальной температуре воздуха, а меньшая — минимальной.

Величина теплового облучения на рабочих местах принимается из указаний по проектированию отопления и вентиляции для отдельных видов производств.

В тех случаях, когда тепловое облучение на рабочем месте переменное, для расчета следует принимать не максимальные величины, а преобладающие в течение рабочего времени.

В табл. 9.2 приведены данные ЛИОТ[1] по интенсивности теплового облучения на рабочих местах для некоторых видов производств.

При проектировании воздушных душей следует по возможности уменьшать величину облучения, для чего устраивают экранирование нагретых поверхностей, защиту рабочего водяными завесами у источников излучения и другие мероприятия. При облучении более 1800 *ккал/м²·ч* воздушный душ не может дать полноценного эффекта по борьбе с воздействием облучения на человека. В этом случае душ следует рассчитывать исходя из облучения интенсивностью 1800 *ккал/м²·ч*, устраивая для периодического охлаждения рабочих радиационные кабины и комнаты отдыха.

В. КОНСТРУКТИВНЫЕ УКАЗАНИЯ

Поток воздуха из душирующего патрубка должен омывать голову, туловище и верхнюю часть ног (до колен) человека по возможности с равномерной скоростью и одинаковой температурой.

Ось воздушного потока должна направляться: а) при обеспечении на рабочем месте заданных температур и скоростей воздуха — на грудь человека горизонтально или сверху под углом 45°; б) при обеспечении допустимых концентраций — в лицо (зону дыхания) горизонтально или сверху под углом 45°.

Расстояние от душирующего патрубка до рабочего места должно быть не менее 1 *м*, минимальный диаметр патрубка — 0,3 *м*. При фиксированных рабочих местах расчетная ширина рабочей площадки принимается равной 1 *м*.

Если нельзя достигнуть необходимых условий повышением скорости движения воздуха, его необходимо охлаждать или сопровождать воздушную струю факелом тонкораспыленной воды.

[1] Всесоюзный научно-исследовательский институт охраны труда ВЦСПС, Ленинград.

Душирование фиксированных рабочих мест следует предусматривать:

а) при подаче наружного или охлажденного внутреннего воздуха — цилиндрическими насадками и душирующими патрубками типа ППД (рис. 9,1, см. серию 4.904-22);

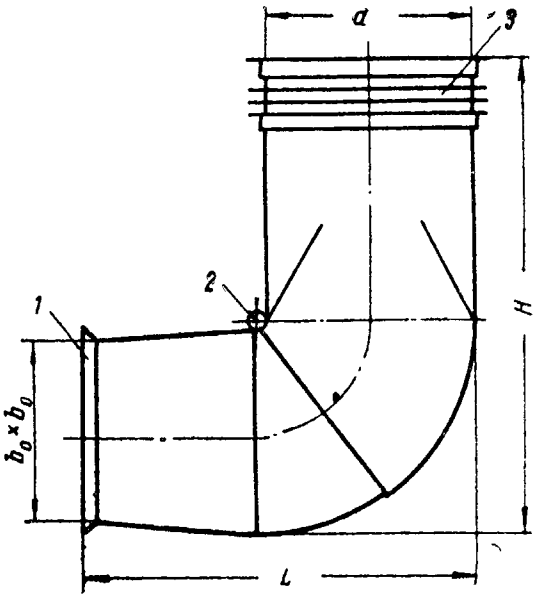


Рис. 9.1. Душирующий патрубок типа ППД

1 — выходной насадок; *2* — шарнирное соединение для изменения направления потока в вертикальной плоскости; *3* — поворотное устройство для изменения направления потока в горизонтальной плоскости

Обозначение патрубка	Размеры в *мм*				F_0 в *м²*
	d	b_0	*L*	*H*	
ППД-5	500	320	1010	1260	0,1
ППД-6	630	400	1260	1540	0,16
ППД-8	800	510	1590	1900	0,26
ППД-10	1000	640	1980	2330	0,41

Таблица 9.2

Интенсивность теплового облучения на рабочих местах (преобладающая по времени) для некоторых отраслей промышленности

Цех, профессия	Интенсивность теплового облучения (верхний и нижний пределы) в *ккал/м²·ч*
Электросталеплавильный цех	
Сталевары и их подручные, разливщики, канавщики, ковшевые	600—1800
Ферросплавный цех	
Плавильщики и горновые	600—1800
Цех рафинирования свинца	
Рафинировщики, разливщики	600
Дистилляторщики	900
Купеляторщики	900—1200
Цех огневого и электролитического рафинирования меди	
Рабочие отражательных печей огневого рафинирования	600—3600
Разливщики при огневом рафинировании	600—3000
Рабочие по зачистке отливок при огневом рафинировании	900—1200
Цех рафинирования алюминия	
Электролитчики	600—2400
Обжиговые цехи никелевых заводов	
Печевые, загрузчики и кочегары многоподовых и тоннельных печей	180—600
Цех цветного литья	
Бронзосплавщики и разливщики	300—1200
Производство электроламп	
Сварщики (сварка горловины с корпусом)	480—1200
Термисты	900—1680
Укладчики спиралей	60—120
Заварщики ножек электроламп	240—360
Откатчики воздуха	300—360
Настройщики заварооткаточного автомата, оператор колбовыдувного автомата	240—480
Отделение электролучевых трубок	
Сварщик горловины с конусом электролучевых трубок	480—600
Сварщик по приварке доньев электролучевых трубок	900—1200
Помощник термиста	900—1500
Машинно-ванный цех бутылочного завода	
Оператор машины 2-ЛАМ	360—660
Относчики (у печи)	660—1080
Загрузчики бункеров (30% рабочего времени)	420—660
Загрузчики шихты в печь	1200—2400
Производство сортовой посуды	
Рабочие на выработном верстаке печи:	
при взятии стекла из печи	2260—2620
» выдувке на площадке	150—600
Переставильщики:	
с машины ОК-65 в печь отжига	1260
» » РВМ на машину ОК-65	600—1080
Ванная печь отделения парфюмерной тары	
Наборщики стекломассы	2100
Операторы на полуавтоматах	480—600
Относчики (у печи)	1200

Продолжение табл. 9.2

Цех, профессия	Интенсивность теплового облучения (верхний и нижний пределы) в *ккал/м²·ч*
Машинно-ванный цех стекольного завода	
Мастер первой и второй руки машины ВВС на второй площадке машины (периодически, длительность обучения до 30 *мин*)	900—1500
Бертовые у печи	120—180
Отломщики	180—300
Резчики	120
Цех сталинизации стекла	
Мастер у печи (10% рабочего времени)	720
Производство стеклотары	
Операторы прессовыдувных машин	300—720
Горновой цех электротехнической и бытовой керамики и фарфора	
Кочегары горнов	300—900
Цех туннельных печей для обжига изделий из керамики	
Кочегары и рабочие по выгрузке и загрузке изделий	300—1200
Сушильное отделение изделий из керамики	
Рабочие по разравниванию и сборке материала	300—1800
Прессовый цех резино-технических изделий	
Прессовщики	300—600
Обжиговый цех цементного завода	
Машинисты и смазчики вращающихся печей	600—1200
Обжиг кирпича в кольцевых цехах	
Садчики и выгрузчики	300—720

б) при подаче внутреннего воздуха без обработки — аэраторами с неподвижной головкой малой производительности типа ВА-1 (серия ОВ-02-134).

Душирование площадок, в пределах которых постоянно находятся рабочие, следует предусматривать:

а) при подаче наружного или охлажденного внутреннего воздуха — патрубками ППД или В. В. Батурина типов $ПД_в$ и $ПД_н$ (см. серию 4.904-36);

б) при подаче внутреннего воздуха без обработки — поворотными аэраторами типов ПАМ-24, ВА-2 и ВА-3.

Патрубок ППД (см. рис. 9.1) имеет поджатое выходное сечение, шарнирное соединение для изменения направления потока воздуха в вертикальной плоскости и поворотное устройство для изменения направления потока в горизонтальной плоскости в пределах 360°.

Регулирование направления потока воздуха в патрубке ПД осуществляется в вертикальной плоскости поворотом направляющих лопаток, в горизонтальной — при помощи поворотного устройства.

Патрубки ПД могут применяться как с форсунками для пневматического распыливания воды, так и без них.

Патрубки устанавливают на высоте не менее 1,8—1,9 *м* от пола (до нижней кромки) так, чтобы они не мешали работающим.

Стационарные установки для приготовления наружного воздуха (фильтрация, нагрев, охлаждение) выполняют в виде приточных камер или кондиционеров.

Воздух охлаждается в оросительных камерах, работающих по адиабатическому или политропическому циклам, и в воздухоохладителях поверхностного типа.

Установки с применением искусственного холода дороги в эксплуатации и по первоначальным затратам, поэтому по возможности следует применять адиабатическое охлаждение воздуха, обеспечивая гигиенические требования увеличением размеров душирующих патрубков, скорости и количества воздуха.

Воздуховоды охлажденного воздуха во избежание его нагревания необходимо изолировать.

Стационарные установки следует оборудовать автоматическим регулированием температуры воздуха на рабочем месте или подаваемого воздуха.

Применяют также комбинацию из агрегатов большой мощности, заполняющих площадку наружным воздухом и устанавливаемых вблизи рабочих мест малых веерных агрегатов, создающих необходимую скорость движения воздуха.

Расход воды, уносимой струей воздуха, в веерных душирующих агрегатах, составляет около 5 *г* на 1 $м^3$ воздуха, подаваемого агрегатом. Расход сжатого воздуха при применении пневматических форсунок следует принимать 0,5 *кг* на 1 *кг* распыленной воды.

Агрегат ПАМ-24 Старооскольского механического завода состоит из осевого вентилятора диаметром 800 *мм* с электродвигателем на одном валу и имеет автоматическое устройство, поворачивающее вентилятор на угол от 0 до 60° 11 раз в 1 *мин*.

Производительность агрегата 24 000 $м^3/ч$. Дальнобойность струи 20 *м*. Диаметр выходного отверстия 0,675 *м*. Агрегат имеет пневматическую форсунку для распыления воды в потоке воздуха, применяется для обслуживания рабочих площадок, на которых работает несколько человек.

На базе станины и редуктора агрегатов ПАМ-24 разработаны агрегаты ВА-1, ВА-2 и ВА-3 (серия ОВ-02-134). Агрегаты могут изготовляться без поворотного устройства и с поворотом в горизонтальной плоскости до 60°, однако серийно не изготавливаются. Характеристика их приведена в табл. 9.3. Агрегаты применяются для душирования постоянных рабочих мест и небольших площадок.

Таблица 9.3

Характеристика веерных переносных агрегатов ВА

Тип агрегата	Производительность в $м^3/ч$	Вентилятор		Электродвигатель			Общий вес агрегата в *кг*	Диаметр выходного отверстия в *м*
		тип и номер	количество лопаток в шт.	тип	мощность в *квт*	*n*, *об/мин*		
ВА-1	6000	МЦ-5	6	А31-4	0,6	1410	309	0,475
ВА-2	12 000	МЦ-7	6	А41-6	1	930	407	0,66
ВА-3	18 000	МЦ-7	6	А41-4	1,7	1420	407	0,66

9.2. РАСЧЕТ ВОЗДУШНЫХ ДУШЕЙ

А. РАСЧЕТ ДУШИРОВАНИЯ ГОРИЗОНТАЛЬНЫМИ И НАКЛОННЫМИ СТРУЯМИ[1]

(РАСЧЕТ СОСТАВЛЕН ДЛЯ РАБОЧЕЙ ПЛОЩАДКИ ШИРИНОЙ 1 *м*)

При борьбе с теплом определяется отношение разностей температур по формуле

$$P_т = \frac{t_{р.з} - t_р}{t_{р.з} - t_о}, \qquad (9.1)$$

где $t_{р.з}$ — температура в рабочей зоне в *град*;

$t_р$ — нормируемая температура воздуха на рабочем месте по табл. 9.1 и 1.1;

$t_о = t_{охл} + \Delta t_п$ — температура воздуха на выходе из душирующего патрубка в *град*;

здесь $t_{охл}$ — температура воздуха на выходе из форсуночной камеры после адиабатического охлаждения в *град*;

$\Delta t_п$ — нагрев воздуха в вентиляторе и воздуховодах между форсуночной камерой и душирующим патрубком (принимается не менее 1,5°) в *град*.

При значениях $P_т < 1$ применяется адиабатическое охлаждение воздуха, при $P_т > 1$ требуется применять искусственное охлаждение его.

При значениях $P_т < 0{,}6$. 1. Определяется сечение душирующего патрубка:

$$F_о = \left(\frac{P_т x}{0{,}6n}\right)^2 м^2, \qquad (9.2)$$

где x — расстояние от душирующего патрубка до рабочего места в *м*;

n — опытный коэффициент, характеризующий изменение температуры или концентрации газов по оси струи (принимается по табл. 9.4).

2. Определяется скорость воздуха на выходе из патрубка:

$$v_о = \frac{v_р x}{0{,}7\, m \sqrt{F_о}}\ м/сек, \qquad (9.3)$$

где $v_р$ — нормируемая скорость воздуха на рабочем месте в *м/сек* (принимается по табл. 9.1 и 1.1);

m — опытный коэффициент, характеризующий изменение скорости по оси струи (принимается по табл. 9.4).

При значениях $P_т = 0{,}6 \div 1$

$$F_о = \left(\frac{x + 5{,}3\,P_т - 3{,}2}{0{,}75\,n}\right)^2 м^2; \qquad (9.4)$$

$$v_о = \frac{v_р}{0{,}7 + 0{,}1\left(0{,}8\, m \sqrt{F_о} - x\right)}\ м/сек. \qquad (9.5)$$

При величинах $P_т$, близких к 1, могут получиться патрубки очень больших размеров. В этих случаях нужно устраивать искусственное охлаждение воздуха и рассчитывать душ по формулам (9.6)—(9.8).

При значениях $P_т > 1$ (искусственное охлаждение)

$$F_о = \left(\frac{x}{0{,}8\, m}\right)^2 м^2; \qquad (9.6)$$

$$v_о = \frac{v_р}{0{,}7}\ м/сек. \qquad (9.7)$$

[1] Приведенный метод расчета воздушных душей разработан д-ром техн. наук П. В. Участкиным.

Определяется температура воздуха, выходящего из приточного патрубка:

$$t_o = t_{р.з} - \frac{(t_{р.з} - t_р)\,x}{0{,}6\,n\sqrt{F_o}}\ град. \qquad (9.8)$$

Формулы (9.6), (9.7) и (9.8) дают наиболее экономически выгодное сочетание между расходом воздуха и его температурой. Если кроме расстояния до душирующего патрубка x задан и его размер F_o, причем $\frac{x}{F_o} > m$, то температура подаваемого воздуха определяется по формуле (9.8), а скорость воздуха по формуле

$$v_o = \frac{v_р x}{0{,}7\,m\sqrt{F_o}}\ м/сек. \qquad (9.9)$$

При борьбе с газами определяется отношение разностей концентрации газов по формуле

$$P_к = \frac{K_{р.з} - K_р}{K_{р.з} - K_o}, \qquad (9.10)$$

Таблица 9.4

Таблица значений коэффициентов n и m для душирующих патрубков

Тип душирующего патрубка	n	m
ППД (серия 4. 904—22)	4,5	6,3
В. В. Батурина (серия 4. 904—36):		
$ПД_в$:		
$\alpha^*=30°$	4	5,5
$\alpha=45°$	3,4	5,1
$\alpha=60°$	3,1	4,5
$ПД_н$:		
$\alpha=0\div20°$	3,1	4,5
$\alpha=-20°$	2,8	4
Цилиндрическая труба	4,8	6,8
ВНИИГС (серия 4.904-21, вып. 1)	4,5	6,6

* Угол α исчисляется от горизонтального направления.

где $K_{р.з}$ — концентрация газов в рабочей зоне в *мг/м³*;
$K_р$ — предельно допустимая концентрация газов на рабочем месте в *мг/м³*;
K_o — концентрация газов в воздухе, подаваемом из душирующего патрубка, в *мг/м³*.

При значениях $P_к < 0{,}4$

$$F_o = \left(\frac{P_к x}{0{,}4n}\right)^2 м^2; \qquad (9.11)$$

$$v_o = \frac{v_р x}{0{,}5\,m\sqrt{F_o}}\ м/сек; \qquad (9.12)$$

$$t_o = t_{р.з} - \frac{(t_{р.з} - t_р)\,x}{0{,}45\,n\sqrt{F_o}}\ град. \qquad (9.13)$$

При значениях $P_к = 0{,}4 \div 1$

$$F_o = \left(\frac{x + 3{,}7\,P_к - 1{,}5}{0{,}75\,n}\right)^2 м^2; \qquad (9.14)$$

$$v_o = \frac{v_р}{0{,}55 + 0{,}14\left(0{,}8\,m\sqrt{F_o} - x\right)}\ м/сек; \qquad (9.15)$$

$$t_o = t_{р.з} - \frac{t_{р.з} - t_р}{0{,}45 + 0{,}25\left(0{,}75\,n\sqrt{F_o} - x\right)}\ град. \qquad (9.16)$$

Пример 9.1. На рабочей площадке $d_р = 1$ *м* требуется поддерживать скорость движения воздуха $v_р = 3$ *м/сек* и температуру $t_р = 22°$ С. Температура окружающего воздуха $t_{р.з} = 27°$ С. Путем адиабатического охлаждения наружного воздуха можно получить температуру $t_{охл} = 17{,}5°$ С. Возможное минимальное расстояние от выходного сечения душирующего патрубка до рабочего места $x = 2$ *м*.

Решение 1. Принимая нагрев воздуха в вентиляторе и воздуховодах $\Delta t_п = 1{,}5°$, определяем отношение разностей температур по формуле (9.1):

$$P_т = \frac{27 - 22}{27 - (17{,}5 + 1{,}5)} = 0{,}63.$$

Так как $P_т > 0{,}6$, расчет воздушного душа следует вести по формулам (9.4) и (9.5).

2. Принимаем к установке душирующий патрубок ППД и по табл. 9.4 $n = 4{,}5$ и $m = 6{,}3$.

3. Определяем площадь выходного сечения патрубка по формуле (9.4):

$$F_o = \left(\frac{2 + 5{,}3 \cdot 0{,}63 - 3{,}2}{0{,}75 \cdot 4{,}5}\right)^2 = 0{,}4\ м^2.$$

Устанавливаем ближайший больший патрубок ППД-10 с $F_o = 0{,}41\ м^2$.

4. Определяем скорость воздуха на выходе из патрубка по формуле (9.5):

$$v_o = \frac{3}{0{,}7 + 0{,}1\left(0{,}8 \cdot 6{,}3\sqrt{0{,}41} - 2\right)} = 3{,}7\ м/сек.$$

5. Определяем количество воздуха, подаваемого через душирующий патрубок:

$$L = 0{,}41 \cdot 3{,}7 \cdot 3600 = 5460\ м^3/ч.$$

Пример 9.2. На рабочей площадке $d_р = 1$ *м* требуется поддерживать скорость движения воздуха $v_р = 3$ *м/сек* и температуру $t_р = 22°$ С. Температура окружающего воздуха $t_{р.з} = 30°$ С. Путем адиабатического охлаждения наружного воздуха можно получить температуру его $t_{охл} = 21°$ С. Возможное минимальное расстояние от выходного сечения патрубка до рабочего места $x = 2$ *м*.

Решение 1. Определяем отношение разностей температур по формуле (9.1):

$$P_т = \frac{30 - 22}{30 - (21 + 1{,}5)} = 1{,}06.$$

Так как $P_т > 1$, необходимо искусственное охлаждение воздуха и расчет душирующей установки нужно производить по формулам (9.6)—(9.8).

2. Принимаем к установке душирующий патрубок ППД и по табл. 9.4 находим $n = 4{,}5$ и $m = 6{,}3$.

3. Определяем площадь выходного сечения патрубка по формуле (9.6)

$$F_o = \left(\frac{2}{0{,}8 \cdot 6{,}3}\right)^2 = 0{,}16\ м^2.$$

Устанавливаем патрубок ППД-6 с $F_o = 0{,}16\ м^2$.

4. Определяем скорость воздуха на выходе из патрубка по формуле (9.7):

$$v_o = \frac{3}{0{,}7} = 4{,}3\ м/сек.$$

5. Определяем температуру воздуха, выходящего из душирующего патрубка, по формуле (9.8):

$$t_o = 30 - \frac{(30 - 22)\ 2}{0{,}6 \cdot 4{,}5\sqrt{0{,}16}} = 15°.$$

6. Определяем количество воздуха, подаваемого через душирующий патрубок:

$$L = 0{,}16 \cdot 4{,}3 \cdot 3600 = 2500 \ м^3/ч.$$

Б. ВОЗДУШНОЕ ДУШИРОВАНИЕ ПО СПОСОБУ НИСПАДАЮЩЕГО ПОТОКА

При воздушном душировании по способу ниспадающего потока воздух подается в зону пребывания рабочего сверху с возможно меньшего расстояния струей большого сечения и с малой скоростью (рис. 9.2).

Диаметр струи выбирается таким, чтобы верхняя часть тела рабочего находилась в зоне начального участка струи.

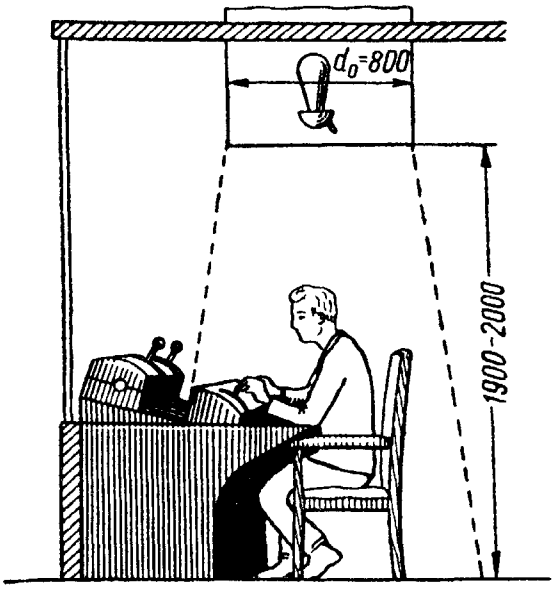


Рис. 9.2. Схема воздушного душирования по способу ниспадающего потока

Достаточно равномерное и приемлемое с гигиенической точки зрения распределение температуры по контуру фигуры человека наблюдается при определенных предельных значениях критерия Архимеда (Ar), зависящих от расположения рабочего места, подвергающегося душированию.

Для условий душирования, показанных на рис. 9.2 (диаметр патрубка 800 *мм* и расстояние от пола до выпускного отверстия 1900—2000 *мм*), критерий Ar, обеспечивающий предельную разность температур по контуру фигуры человека $\Delta t = 2 \div 3°$ С, выбирается по табл. 9.5.

Минимальную начальную скорость воздуха при выходе из патрубка диаметром $d_0 = 0{,}8$ *м*, при которой будет обеспечена указанная выше степень равномерности распределения температуры по контуру фигуры человека для различных условий, определяют по формуле

$$v_0^{мин} = 3{,}1 \sqrt{\frac{(t_{окр} - t_0)\, d_0}{Ar\,(273 + t_{окр})}} \ м/сек, \qquad (9.16)$$

где $t_{окр}$ — средняя температура окружающего воздуха в *град*;
$t_р$ — средняя температура на рабочем месте в *град*;
$v_р$ — средняя скорость на рабочем месте в *м/сек*;
v_0 — начальная скорость потока в *м/сек*;
$v_г$ — скорость воздуха на уровне головы в *м/сек*.

Таблица 9.5

Предельные значения критерия Архимеда и относительные изменения температуры и скоростей в ниспадающем потоке

Расположение рабочего места	Соотношение между начальной температурой потока на выходе t_0 и температурой окружающего воздуха $t_{окр}$	Предельное значение критерия Архимеда Ar	Относительное изменение средней температуры потока $\Delta t_0 = \frac{t_р - t_0}{t_{окр} - t_0}$	Относительное изменение скорости в зоне пребывания человека	
				средней по контуру фигуры человека $b_р = \frac{v_р}{v_0}$	на уровне головы сидящего $b_г = \frac{v_г}{v_0}$
В помещении	$t_0 < t_{окр}$	0,8	0,15	1,3	1,1
	$t_0 > t_{окр}$	—0,15	0,20	0,6	0,8
В кабине, огражденной с трех сторон	$t_0 < t_{окр}$	1,5	0,15	1,3	1
	$t_0 > t_{окр}$	—0,25	0,15	0,5	0,7

По заданным значениям $t_р$, $v_р$, $v_г$ и $t_{окр}$ следует определить начальную температуру воздуха t_0:

$$t_0 = \frac{t_р - \Delta t_0 t_{окр}}{1 - \Delta t_0} \ град \qquad (9.17)$$

и начальную скорость потока:

$$v_0 = \frac{v_р}{b_р} \ м/сек. \qquad (9.18)$$

Скорость v_0 должна быть равна или больше минимальной скорости $v_0^{мин}$, определенной по формуле (9.16).

Скорость на уровне головы сидящего человека вычисляется по формуле

$$v_г = b_г v_0 \ м/сек, \qquad (9.19)$$

значения Δt_0, $b_р$ и $b_г$ принимают по табл. 9.5.

Душирование по способу ниспадающего потока требует меньшего расхода воздуха и меньшего охлаждения по сравнению с обычными воздушными душами, что позволяет в большом числе случаев обходиться испарительным (адиабатическим) охлаждением воздуха рециркуляционной водой.

Для обеспечения равномерности поля начальных скоростей в выходном сечении струи рекомендуется применять цилиндрический воздухораспределитель ЛИОТ (рис. 9.3), позволяющий подавать воздух непосредственно вниз и в стороны.

Направление подачи воздуха регулируется клапанами. При опускании створок клапанов *3* сокращается подача воздуха вниз и увеличивается поступление его через боковые отверстия *2*, расположенные в коробке *1*.

В тех случаях, когда в помещении могут наблюдаться потоки воздуха с ощутимыми скоростями, возникающие, например, при аэрации или от воздействия источников тепла, следует ограждать рабочее место легкими ширмами.

Пример 9.3. Рассчитать душирование по способу ниспадающего потока для создания температуры воздуха $t_р$=25° С и скорости его движения $v_р$=1 *м/сек* на фиксированном рабочем месте, расположенном открыто в цехе при температуре окружающего воздуха $v_{окр}$=35° С.

Решение 1. По данным табл. 9.5 находим:

$$Ar = 0{,}8;\quad \Delta t_0 = 0{,}15;\quad b_р = 1{,}3;\quad b_г = 1{,}1.$$

2. Определяем температуру подаваемого воздуха по формуле (9.17):

$$t_0 = \frac{25 - 0{,}15 \cdot 35}{1 - 0{,}15} = 23{,}2° \text{ С}.$$

3. Определяем скорость воздуха на выходе из воздухораспределителя по формуле (9.18):

$$v_0 = \frac{1}{1{,}3} = 0{,}8 \text{ м/сек}.$$

4. Находим минимальную необходимую для данных условий скорость выхода воздуха по формуле (9.16):

$$v_0^{мин} = 3{,}1 \sqrt{\frac{(35 - 23{,}2) \cdot 0{,}8}{0{,}8\,(273 + 35)}} = 0{,}6 \text{ м/сек}.$$

Так как $v_0 > v_0^{мин}$, принимаем окончательно v_0=0,8 *м/сек*.

5. Определяем скорость воздуха на уровне головы сидящего человека по формуле (9.19):

$$v_г = 1{,}1 \cdot 0{,}8 = 0{,}9 \text{ м/сек}.$$

6. Определяем количество воздуха, подаваемого через воздухораспределитель:

$$L_0 = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}8^2}{4} 0{,}8 \cdot 3600 = 1430 \text{ м}^3/ч.$$

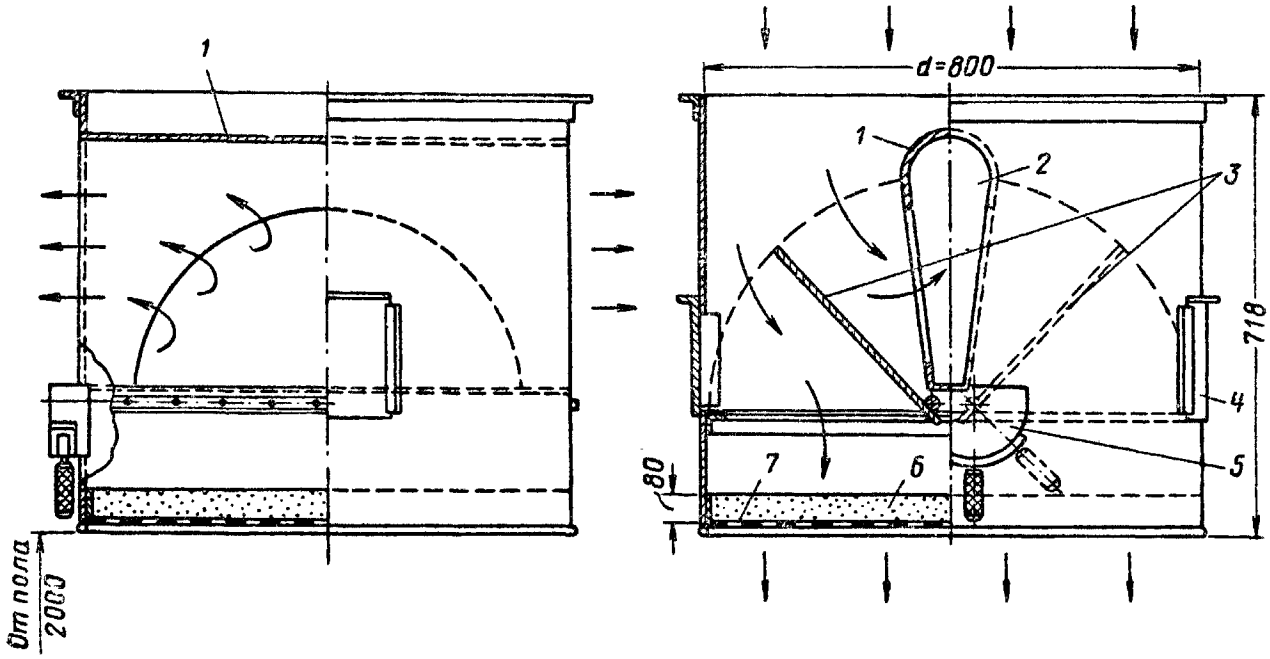


Рис. 9.3. Цилиндрический воздухораспределитель ЛИОТ

1 — коробка для выпуска воздуха в бок; *2* — боковые отверстия; *3* — створки клапанов; *4* — отверстия с движками; *5* — привод для створок; *6* — насадка из колец; *7* — сетка

ГЛАВА 10

ВОЗДУШНЫЕ ЗАВЕСЫ

10.1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Воздушные или воздушно-тепловые завесы следует устраивать:

а) у ворот и дверей, а также у технологических проемов отапливаемых зданий и помещений, возводимых в районах с расчетной температурой наружного воздуха для холодного периода года, соответствующей расчетным параметрам Б (см. главу 1), минус 15° и ниже, если исключена возможность устройства шлюзов или тамбуров;

б) у ворот и технологических проемов помещений при любых расчетных температурах наружного воздуха и при любой продолжительности открывания ворот при соответствующем обосновании.

Воздушно-тепловые завесы устраиваются также в тамбурах и шлюзах общественных и вспомогательных зданий при проходе через наружные двери 600 и более человек в час, в зданиях любого назначения с кондиционированием воздуха, у наружных дверей помещений со значительными влаговыделениями и при расположении постоянных рабочих мест вблизи наружных дверей.

Воздушные завесы должны поддерживать температуру воздуха на рабочих местах в рабочей или обслуживаемой зонах в районе ворот, технологических

проемов и наружных дверей в холодный период года по нормам температур, установленным для рабочей зоны (см. табл. 1.1), а также установленным для помещений в соответствующих главах СНиП по проектированию зданий и сооружений различного назначения.

При кратковременном (до 10 *мин*) открывании ворот допускается снижение температуры воздуха на рабочих местах, защищенных перегородками или ширмами от обдувания воздухом, проходящим через ворота, до 14° С — при легкой физической работе, до 12° С — при работе средней тяжести и до 8° С — при тяжелой работе.

При отсутствии постоянных рабочих мест в районе ворот и кратковременном их открывании (до 10 *мин*)

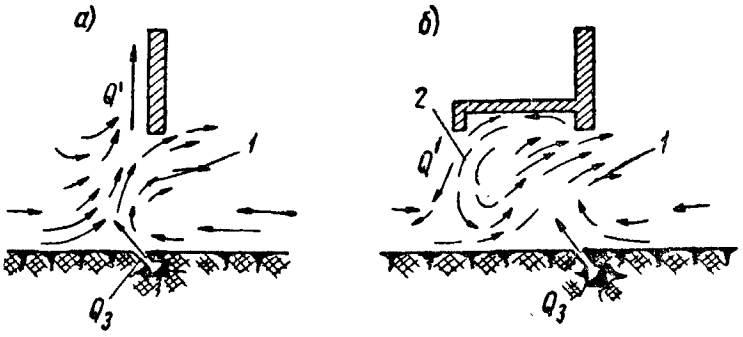


Рис. 10.1. Схема течения воздуха у завесы

а — при отсутствии тамбура; *б* — при открытом тамбуре; *1* — проем, оборудованный воротами и воздушно-тепловой завесой; *2* — проем, не имеющий ворот

разрешается снижение температуры воздуха в рабочей зоне в районе ворот до 5° С, если это допустимо по технологическим требованиям.

Температура смеси наружного воздуха и воздуха, выходящего из завесы, т. е. смеси, проходящей через ворота, проемы или наружные двери, должна быть не ниже указанных температур для длительного и кратковременного открытия ворот.

Воздух, подаваемый в воздушные завесы у ворот промышленных зданий, должен иметь температуру не более 70° С, а в завесы у наружных дверей — не более 50° С, причем скорость при выходе из щелей у ворот промышленных зданий и дверей определяют аэродинамическими и экономическими расчетами, но она не должна превышать у ворот 25 *м/сек*, а у наружных дверей — 8 *м/сек*.

Для уменьшения потерь тепла с частью струи завесы, уходящей наружу (рис. 10.1, *а*), рекомендуется перед воротами (особенно при односторонних завесах) устраивать открытый тамбур, имеющий только боковые стенки и кровлю (рис. 10.1, *б*). Длина тамбура должна быть не меньше ширины ворот, а ширина тамбура на 1 *м* больше ширины ворот.

Выпуск воздуха из воздушных завес рекомендуется производить под углом 30° к плоскости ворот с направлением наружу, а при наличии тамбура — под углом 45°.

У автомобильных и железнодорожных ворот, а также у технологических проемов рекомендуется устраивать боковые двусторонние завесы[1], но допускается устройство нижних, боковых, односторонних или верхних завес. Завесы следует устраивать в плоскости ворот, располагая стояки внутри здания на расстоянии не более $0{,}1\sqrt{F_в}$ *м* (где $F_в$ — площадь проема ворот в $м^2$) от плоскости ворот, забирая воздух для завесы на уровне установки агрегата. Устраивать забор воздуха из верхней зоны помещений рекомендуется, если температура в верхней зоне выше, чем в зоне размещения агрегата, на 5° и более.

Для обеспечения выхода воздуха в заданном направлении глубину направляющих у щелевых насадков следует делать в 2,5 раза больше ширины щели, а скорость воздуха в корне стояка для равномерного выхода воздуха по длине щелей принимать не более 70% скорости выпуска воздуха из щелей.

Воздушные завесы следует рассчитывать на параметры наружного воздуха Б и автоматизировать их работу по указаниям, приведенным в главе 20.

10.2. РАСЧЕТЫ ВОЗДУШНЫХ ЗАВЕС

А. РАСЧЕТ ВОЗДУШНЫХ И ВОЗДУШНО-ТЕПЛОВЫХ ЗАВЕС ШИБЕРУЮЩЕГО ДЕЙСТВИЯ У НАРУЖНЫХ ВОРОТ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЕМОВ В ПРОМЫШЛЕННЫХ ЗДАНИЯХ

В расчете воздушных завес шиберующего типа учитывают условия аэрации здания, причем ворота, защищенные завесой, рассматриваются как приточный проем, а действие завесы — как дополнительное сопротивление, уменьшающее количество воздуха, проходящего через ворота. Расчет, как правило, производится без учета ветрового давления.

Производительность завес является функцией количества воздуха, проходящего через ворота внутрь здания при действии завесы, которое равно:

а) в зданиях с фонарями или с верхним светом, когда нейтральная зона проходит выше ворот:

$$G_{пр} = 3600\, F_в \mu \sqrt{19{,}62\, h_{н.з}\, (\gamma_н - \gamma_{вн})\, \gamma_{см}} \quad кг/ч; \quad (10.1)$$

б) в зданиях без фонарей, когда нейтральная зона находится в пределах высоты ворот, определяется количеством воздуха, проходящего через нижнюю часть ворот:

$$G_{пр.нижн.} = 2400\, h'_{н.з}\, B\, \mu_{нижн} \times \times \sqrt{19{,}62\, h'_{н.з}\, (\gamma_н - \gamma_{вн})\, \gamma_{см}} \quad кг/ч. \quad (10.2)$$

Производительность завесы шиберующего типа равна:

а) когда нейтральная зона проходит выше ворот

$$G_з = qG_{пр} \quad кг/ч; \quad (10.3)$$

б) когда нейтральная зона находится в пределах ворот

$$G_з = qG_{пр.нижн} \quad кг/ч, \quad (10.4)$$

где $q = \frac{G_з}{G_{пр}}$ — отношение количества воздуха, подаваемого в завесу, к количеству воздуха, проходящему через ворота;

$F_в$ — площадь ворот (проема, двери), в которой устраивается воздушная завеса, в $м^2$;

B — ширина проема ворот в *м*;

μ — коэффициент расхода воздуха через ворота, при действии завесы принимается по табл. 10.1 в зависимости от

$$q;\ \bar{F}_щ = \frac{F_щ}{F_в} \text{ и } \alpha;$$

[1] «Воздушные и воздушно-тепловые завесы для ворот 3×3; 4×3; 4×4,2; 4,7×5,6 *м* с центробежными вентиляторами» разработаны в 1964 г. ЦНИИПромзданий; инвентарный номер 7725—2, выпуск 1 и 2 ЦИТП Госстроя СССР.

$\mu_{нижн}$ — коэффициент расхода воздуха через нижнюю часть ворот при действии завесы, принимается также по табл. 10.1;

$F_{щ}$ — суммарная площадь выпускных щелей воздушной завесы в $м^2$;

α — угол между направлением выхода струи и плоскостью ворот в *град*;

Таблица 10.1

Коэффициенты расхода воздуха μ для открытых проемов при действии двусторонних боковых воздушных завес

$q_{опт}$	$\alpha°$	Распашные ворота при относительной площади щелей завесы $\bar{F}_{щ}$					Раздвижные ворота при относительной площади щелей завесы $\bar{F}_{щ}$				
		1/40	1/30	1/20	1/15	1/10	1/40	1/30	1/20	1/15	1/10
0,5	30	0,25	0,27	0,3	0,33	0,36	0,3	0,32	0,36	0,39	0,48
0,6	30	0,22	0,24	0,27	0,3	0,33	0,27	0,29	0,33	0,35	0,39
0,7	30	0,20	0,22	0,25	0,27	0,31	0,24	0,26	0,3	0,33	0,36
0,8	30	0,19	0,20	0,23	0,25	0,28	0,22	0,24	0,27	0,3	0,34
0,9	30	0,17	0,19	0,21	0,23	0,27	0,2	0,22	0,25	0,27	0,31
1,0	30	0,16	0,18	0,2	0,22	0,25	0,19	0,21	0,24	0,26	0,29
0,5	45	0,22	0,25	0,27	0,3	0,33	0,27	0,29	0,33	0,36	0,4
0,6	45	0,2	0,22	0,25	0,27	0,3	0,24	0,26	0,3	0,32	0,36
0,7	45	0,18	0,2	0,23	0,25	0,27	0,22	0,24	0,27	0,29	0,33
0,8	45	0,17	0,19	0,21	0,23	0,25	0,2	0,22	0,25	0,27	0,3
0,9	45	0,16	0,17	0,19	0,21	0,24	0,18	0,2	0,23	0,25	0,28
1,0	45	0,15	0,16	0,19	0,2	0,22	0,17	0,19	0,21	0,23	0,26

Примечание. Коэффициент расхода воздуха через ворота, проемы или двери при бездействии завесы равен для распашных ворот $\mu=0{,}64$; для раздвижных ворот $\mu=0{,}8$.

$h_{н.з}$ — высота нейтральной зоны от середины ворот в *м*;

$h'_{н.з}$ — высота нейтральной зоны от пола в *м*;

$\gamma_{н}$ — удельный вес наружного воздуха в $кг/м^3$ при температуре $t_{н}$ в *град*;

$\gamma_{см}$ — удельный вес смеси воздуха завесы и наружного воздуха в $кг/м^3$ при температуре $t_{см}$ в *град*;

$\gamma_{вн}$ — удельный вес воздуха в $кг/м^3$ внутри помещения по высоте при температуре $t_{вн}$ в *град*.

Оптимальные значения относительной ширины щели $\bar{F}_{щ.опт}=\dfrac{F_{щ}}{F_{в}}$ и величины q определяются минимумом затрат на устройство и эксплуатацию воздушной завесы.

Для зданий, не имеющих избытков тепла при средних эксплуатационных условиях (стоимость тепла 3,5 *руб/Гкал*, электроэнергии — 1,1 *коп/квт·ч*), оптимальную ширину щели следует принимать по табл. 10.2 в зависимости от произведения продолжительности отопительного периода n *сутки/год* на число часов работы завесы в сутки τ и от расчетной разности температур $\Delta t_{расч}=t_{вн}-t_{н}$, а оптимальное значение $q_{опт}$ — по табл. 10.3 в зависимости от расчетной разности температур $\Delta t_{расч}$, расчетной высоты h и оптимального значения относительной ширины щели $\bar{F}_{щ.опт}$.

В зданиях с теплоизбытками, в которых зимой применяется аэрация, завесы, как правило, устраиваются без подогрева с забором воздуха из верхней зоны, где температура его $t_{в.з}$ наиболее высока. При этом величину q определяют по формуле (10.5) из условия обеспечения требуемой по санитарным нормам температуры смеси $t_{см}$ воздуха, поступающего в завесу $t_{з}=t_{в.з}$, и наружного неподогретого воздуха $t_{н}$, по формуле

$$q=\frac{t_{см}-t_{н}}{(t_{з}-t_{н})\left(1-\dfrac{Q'}{Q_{з}}\right)}, \qquad (10.5)$$

где $\dfrac{Q'}{Q_{з}}$ — отношение количества тепла, теряемого с воздухом завесы, выбрасываемым наружу (рис. 10.1), к общему количеству тепла, заключенному в воздухе, подаваемом в завесу (за уровень отсчета принимается температура наружного воздуха), определяемое по рис. 10.2.

Таблица 10.2

Оптимальные значения относительной ширины воздуховыпускной щели завесы $\bar{F}_{щ.опт}$ для зданий, не имеющих теплоизбытков

Величина $n\tau$	Расчетный перепад температур $\Delta t_{расч}$ в °С		
	35	50	65
300	1/30	1/30	1/20
375	1/30	1/20	1/15
450	1/30	1/20	1/15
525	1/20	1/20	1/10
600	1/20	1/15	1/10
675	1/20	1/15	1/10
750	1/20	1/15	1/10
825	1/15	1/15	1/10
900	1/15	1/10	1/10
975	1/15	1/10	1/10
1050	1/10	1/10	1/10

Примечание. При определении $\bar{F}_{щ.опт}$ для завес, устраиваемых в зданиях с нейтральной зоной, проходящей в пределах ворот, вместо величины $n\tau$ следует брать величину $1{,}25\,n\tau$.

Таблица 10.3

Оптимальные значения $q_{опт}$

$\bar{F}_{щ.опт}$	Расстояние между серединой ворот и фрамугами фонаря $h_{м}$ в *м*					
	5	10	15	20	25	30
	При $\Delta t_{расч}=35°$ С					
1/10	0,8	0,72	0,65	0,6	0,55	0,5
1/15	0,72	0,65	0,59	0,55	0,52	0,5
1/20	0,63	0,58	0,55	0,52	0,5	0,48
1/30	0,6	0,54	0,5	0,48	0,46	0,45
	При $\Delta t_{расч}=50°$ С					
1/10	0,9	0,8	0,75	0,7	0,65	0,6
1/15	0,8	0,7	0,63	0,58	0,54	0,52
1/20	0,7	0,63	0,57	0,54	0,5	0,5
1/30	0,62	0,56	0,52	0,49	0,47	0,46
	При $\Delta t_{расч}=65°$ С					
1/10	1	0,9	0,82	0,75	0,7	0,65
1/15	0,87	0,8	0,75	0,7	0,65	0,6
1/20	0,72	0,67	0,63	0,59	0,56	0,54
1/30	0,65	0,6	0,57	0,54	0,52	0,5

Примечания: 1. Приведенные значения $q_{опт}$ соответствуют случаю $f_{пр}+f_{выт}=0{,}4-0{,}7$; при снижении этой суммы до 0,3 указанные в данной таблице значения следует уменьшать на 20%, а при снижении суммы до 0,2 — уменьшать на 30%.

2. При устройстве перед завесой открытого тамбура ($l \geqslant B$) указанные значения следует увеличить на 10%.

3. В зданиях без фонаря или верхнего света при определении $q_{опт}$ за высоту h следует принимать высоту ворот $H_{в}$.

Для двусторонних воздушных завес с углом выхода струи $\alpha=30°$ в зданиях, не имеющих открытого тамбура перед воротами, величина $\frac{Q'}{Q_з}$ определяется по графику рис. 10.2, *а*, а при расположении перед завесой открытого тамбура с длиной, равной ширине ворот, — по рис. 10,2, *б* на основе найденных ранее величин $\bar{F}_{щ}$ и q.

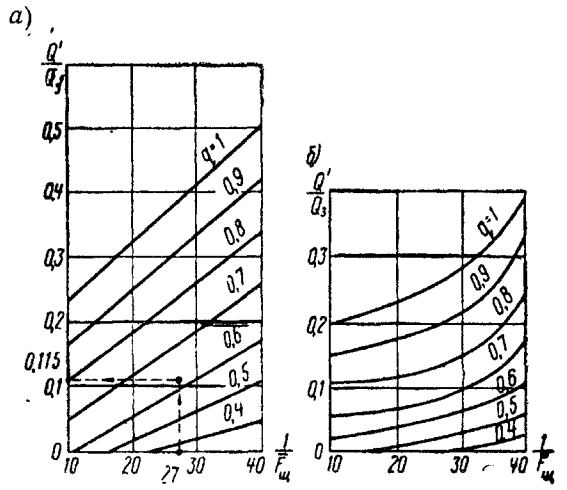


Рис. 10.2. График потерь тепла с частью струи завесы, уходящей наружу

а — при отсутствии тамбура; *б* — при наличии открытого тамбура

Оптимальное значение $\bar{F}_{щ.опт}$ для зданий с теплоизбытками для средних эксплуатационных условий следует определять в зависимости от величины $\theta=\frac{t_{см}-t_н}{t_з-t_н}$ и произведения $hn\Delta t_{расч}$ при работе завесы в течение $\tau=3$ *ч* в сутки и для круглосуточной работы завесы у постоянно открытых ворот (табл. 10.4).

Здесь: h — расстояние от середины ворот до середины створок в фонаре в *м*;

n — продолжительность отопительного периода в сутках;

$\Delta t_{расч}=t_{вн}-t_н$ — расчетная разность температур в *град*.

Высота расположения нейтральной зоны от середины ворот, входящая в формулы (10.1) и (10.2), при сбалансированных расходах приточной и вытяжной механической вентиляции:

а) в зданиях с фонарями, когда нейтральная зона расположена выше ворот:

$$h_{н.з}=\frac{h}{(1{,}052Б)^2+1}\ м; \qquad (10.6)$$

$Б$ — отношение приведенной площади приточных проемов к площади вытяжных проемов; при заборе воздуха для завесы из помещения

$$Б=\frac{\mu F_в(1-q)+(\mu F)_{пр}}{(\mu F)_{вт}}, \qquad (10.7)$$

при заборе воздуха для завесы снаружи

$$Б=\frac{\mu F_в+(\mu F)_{пр}}{(\mu F)_{вт}}; \qquad (10.8)$$

б) в зданиях с теплоизбытками, в которых в зимнее время устраивается аэрация:

$$h_{н.з}=\frac{h-h_{пр}}{\left[1{,}1\frac{(\mu F)_{пр}}{(\mu F)_{вт}}\right]^2+1}+h_{пр}, \qquad (10.9)$$

Таблица 10.4

Оптимальные значения относительной ширины воздуховыпускной щели завесы $\bar{F}_{щ.опт}$, устраиваемой в здании с теплоизбытками

$hn\Delta t_{расч}\cdot10^{-3}$	Величина $\theta=\frac{t_{см}-t_н}{t_з-t_н}$							
	0,5	0,53	0,55	0,57	0,6	0,65	0,7	0,75
Ворота открыты $\tau\leqslant3$ ч/сутки								
20	1/40	1/40	1/40	1/30	1/30	1/20	1/15	1/10
50	1/40	1/40	1/30	1/30	1/30	1/20	1/15	1/10
100	1/40	1/30	1/30	1/30	1/20	1/15	1/10	1/10
150	1/40	1/30	1/30	1/30	1/20	1/15	1/10	1/10
200	1/40	1/30	1/30	1/20	1/20	1/15	1/10	1/10
300	1/40	1/30	1/20	1/20	1/15	1/15	1/10	1/10
400	1/30	1/30	1/20	1/20	1/15	1/15	1/10	1/10
500	1/30	1/20	1/20	1/15	1/15	1/10	1/10	1/10
600	1/20	1/20	1/15	1/15	1/15	1/10	1/10	1/10
700	1/20	1/20	1/15	1/15	1/10	1/10	1/10	1/10
Ворота открыты круглосуточно								
20	1/40	1/30	1/30	1/30	1/20	1/15	1/15	1/10
50	1/30	1/30	1/20	1/20	1/15	1/15	1/10	1/10
100	1/20	1/20	1/15	1/15	1/15	1/10	1/10	1/10
150	1/20	1/20	1/15	1/15	1/10	1/10	1/10	1/10
200	1/15	1/15	1/10	1/10	1/10	1/10	1/10	1/10
300	1/15	1/15	1/10	1/10	1/10	1/10	1/10	1/10
400	1/10	1/10	1/10	1/10	1/10	1/10	1/10	1/10
500	1/10	1/10	1/10	1/10	1/10	1/10	1/10	1/10

где $h_{пр}$ — высота расположения середины приточных створок над серединой ворот в *м*;

$(\mu F)_{пр}$ — суммарная площадь приточных отверстий в окнах, умноженная на коэффициент расхода, в $м^2$;

$(\mu F)_{вт}$ — суммарная площадь вытяжных отверстий и щелей в створках фонарей, шахт, умноженная на коэффициент расхода, в $м^2$.

Площадь щелей в притворах створок в фонарях, окон, дверей и ворот, умноженную на коэффициент расхода воздуха и отнесенную на 1 *пог. м* притвора, следует принимать по табл. 10.5.

В случае открытых аэрационных проемов площадь их принимается по фактическим размерам, а коэффициенты расхода определяются по табл. 5.3 и 5.4.

Формула (10.9) дает несколько преувеличенные значения для $h_{н.з}$; ошибка тем меньше, чем $(\mu F)_{пр}$ больше величины $\mu F_в(1-q)$.

При $\mu F_{прит}\geqslant20\mu F_в\ (1-q)$ ошибка в конечном результате для $G_{пр}$ будет меньше 5%.

В зданиях без фонарей, верхнего света и шахт, когда нейтральная зона находится в пределах ворот; высота нейтральной зоны от пола

$$h'_{н.з}=\frac{H_в}{1+1{,}42E^{2/3}}\ м, \qquad (10.10)$$

Таблица 10.5

Произведение площади щели длиной 1 *м* на коэффициент расхода воздуха через эту щель в *м*²

Местоположение щелей	Окна с деревянными рамами		Окна с металлическими рамами		Двери и ворота
	одинарные	двойные	одинарные	двойные	
В рабочей зоне	0,003	0,002	0,002	0,0012	0,01
В верхнем свете и фонарях	0,005	0,003	0,004	0,0025	—

Примечание. Для зданий с плохим состоянием рам величины для щелей в окнах следует брать в 1,5—2 раза больше.

где $H_в$ — высота ворот в *м*;

$E=(1-q)\mu$ — при заборе воздуха для завесы из помещения;

$E=\mu$ — при заборе воздуха для завесы снаружи или над воротами.

Расчеты по формулам (10.6) и (10.10) при сбалансированных расходах механической вентиляции, а также и определение количества воздуха, проходящего через ворота при действии завесы по формулам (10.1) и (10.2), могут быть произведены с помощью номограмм, приведенных на рис. 10.3 и 10.4.

Необходимую температуру воздуха, подаваемого в воздушную завесу, определяют по формуле

$$t_з = t_н + \frac{t_{см} - t_н}{q\left(1 - \frac{Q'}{Q_з}\right)} \text{ град}. \qquad (10.11)$$

Величину $\frac{Q'}{Q_з}$ определяют по графику на рис. 10.2, *а*, *б*, учитывая указания к формуле (10.5).

Расчеты по формуле (10.11) могут быть произведены с помощью номограмм, приведенных на рис. 10.5.

Общий расход тепла на воздушную завесу определяют по формуле

$$Q = G_з \cdot 0{,}24(t_з - t_{нач}) \text{ ккал/ч}, \qquad (10.12)$$

где $t_{нач}$ — температура воздуха, поступающего к калориферам воздушной завесы, в *град*; при воздухозаборе, расположенном у пола вблизи ворот, $t_{нач}=t_{см}$; при воздухозаборе на уровне площадок над воротами $t_{нач}=t_{вн}$; при заборе воздуха из верхней зоны $t_{нач}=t_{ух}$.

Дополнительный расход тепла на местную систему отопления, который следует учитывать при работе воздушной завесы, когда $t_{см}<t_{вн}$, определяют по формуле

$$Q_{доп} = G_{пр} \cdot 0{,}24(t_{вн} - t_{см}) \text{ ккал/ч}. \qquad (10.13)$$

Пример 10.1. Рассчитать воздушную завесу для раздвижных ворот размерами $F_в=4 \cdot 3=12$ *м*², открывающихся на 1,5 *ч* в сутки в деревообрабатывающем цехе, работающем в одну смену

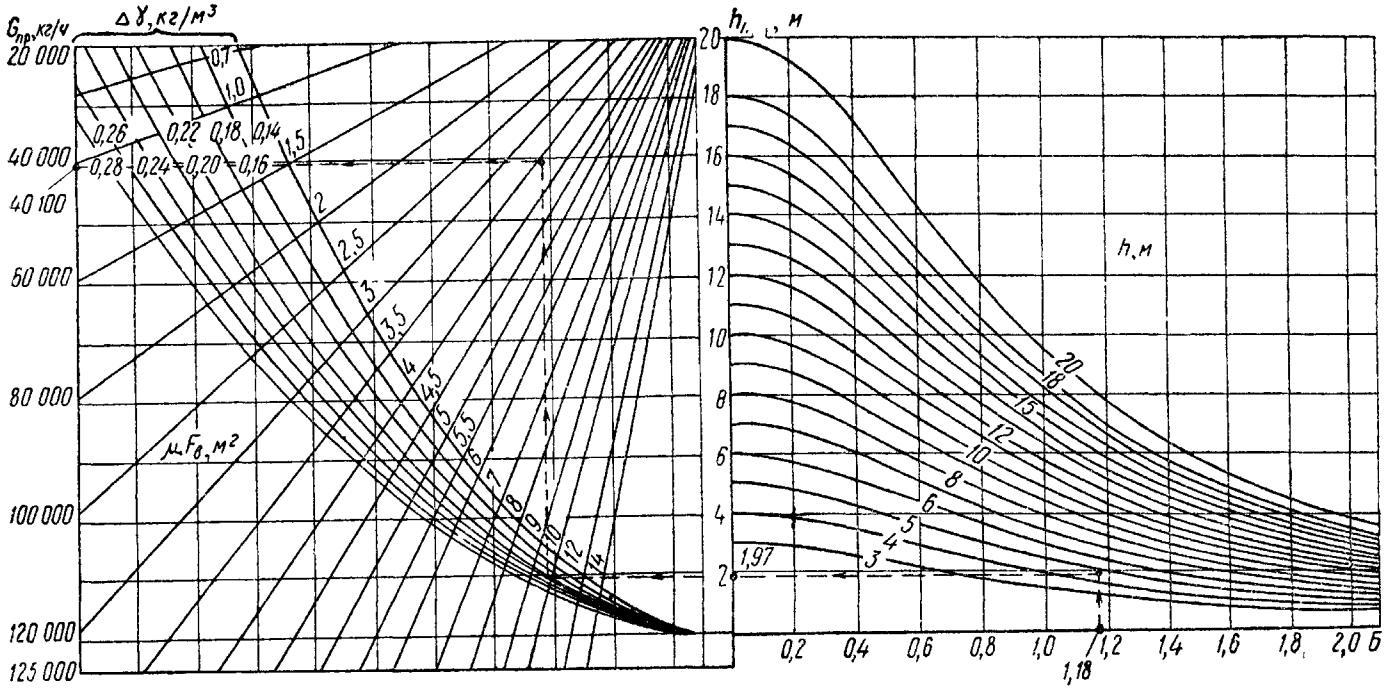


Рис. 10.3. Номограмма для расчета воздушных завес при расположении нейтральной зоны выше ворот

Расчетная температура наружного воздуха в зимнее время $t_н=-25°$ С; температура в рабочей зоне $t_{р.з}=18°$ С; средняя температура по высоте помещения $t_{вн}=20°$ С;

$$\Delta t_{расч} = 20 - (-25) = 45° \text{ С}.$$

Продолжительность отопительного периода $n=200$ суток.

Категория работ — легкая, рабочие места, расположенные вблизи ворот, защищены ширмами.

Длина притворов окон с деревянными двойными переплетами $l=760$ *м*; длина притворов двух ворот $l=48$ *м*, длина притворов фонаря с металлическими переплетами $l=700$ *м*.

Вертикальное расстояние между центром проема ворот и центром фрамуг фонаря $h=5$ *м*. Объемы воздуха, подаваемого в цех и удаляемого из цеха механическим путем, сбалансированы.

Решение 1. Температуру смеси воздуха в рабочей зоне вблизи ворот принимаем $t_{см}=14°$ С.

2. В здании нет постоянных избытков тепла, поэтому оптимальную относительную ширину щели воздушной завесы $\overline{F}_{щ}$ определяем по табл. 10.2, учитывая величину

$$n\tau = 200 \cdot 1{,}5 = 300.$$

При этом $\overline{F}_{щ} = {}^{1}/_{30}$, откуда оптимальная ширина щели

$$b = \frac{1}{30} \cdot \frac{B}{2} = \frac{4}{60} = 0{,}067 \text{ м}.$$

Принимается ближайшая ширина щели, кратная 0,025 м, $b = 0{,}075$ м, при этом фактическая величина

$$\overline{F}_{щ} = \frac{2 \cdot 0{,}075}{4} = \frac{1}{27}.$$

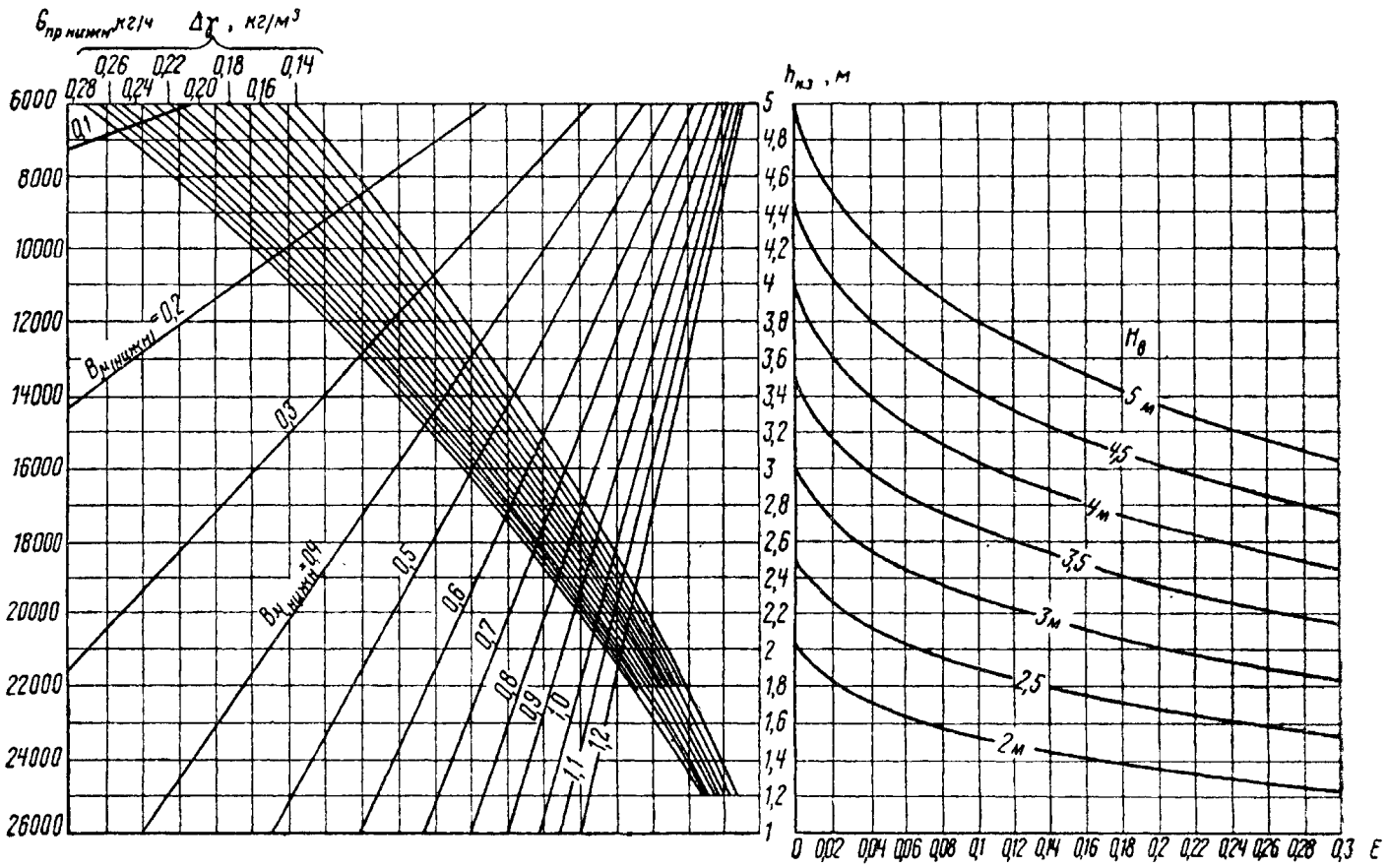


Рис. 10.4. Номограмма для расчета воздушных завес при расположении нейтральной зоны в пределах высоты ворот

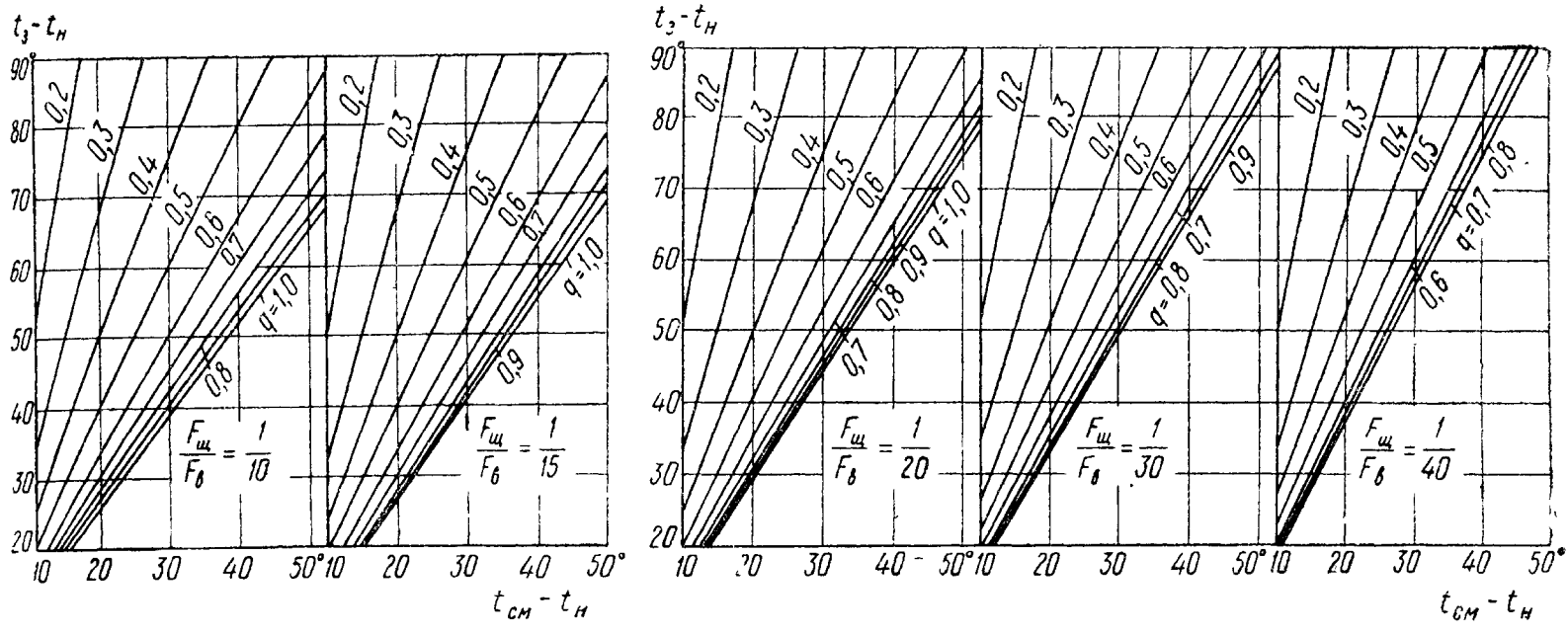


Рис. 10.5. Номограмма для определения необходимой температуры воздуха, подаваемого в завесу

3. По табл. 10.3 при $\Delta t_{расч}=50°$ (ближайшее к заданному 45°) находим оптимальное значение $q_{опт}=0{,}62$.

4. Коэффициент расхода воздуха для раздвижных ворот по табл. 10.1 $\mu=0{,}29$.

5. По табл. 10.5 и заданным длинам притворов находим произведения площади щелей на коэффициенты расхода для приточных и вытяжных щелей:

$$(\mu_1 F)_{прит}=760\cdot0{,}002+48\cdot0{,}01=2{,}0\ м^2;$$

$$(\mu_1 F)_{выт}=700\cdot0{,}004=2{,}8\ м^2.$$

6. Находим отношение приведенной площади приточных и вытяжных отверстий по формуле (10.7):

$$Б=\frac{0{,}29\cdot12\,(1-0{,}62)+2}{2{,}8}=1{,}18.$$

7. По формуле (10.6) определяем высоту расположения нейтральной зоны

$$h_{н.з}=\frac{5}{(1{,}052\cdot1{,}18)^2+1}=1{,}97\ м.$$

8. Количество воздуха, проходящее при действии завесы через ворота, определяют по формуле (10.1):

$$G_{пр}=3600\cdot0{,}29\cdot12\sqrt{19{,}62\cdot1{,}97\cdot0{,}215\cdot1{,}23}=40\,100\ кГ/ч,$$

где $\Delta\gamma=\gamma_{-25}-\gamma_{20}=1{,}42-1{,}205=0{,}215\ кГ/м^3$;

$$\gamma_{см}=\gamma_{14}=1{,}23\ кГ/м^3.$$

9. Расход воздуха на завесу — по формуле (10.3):

$$G_з=0{,}62\cdot40\,100=24\,850\ кГ/ч.$$

10. Находим величину $\frac{Q'}{Q_з}$ по рис. 10.2, *а*: $\frac{Q'}{Q_з}=0{,}115$, и по формуле (10.11) находим температуру $t_з$:

$$t_з=-25+\frac{14+25}{0{,}62\,(1-0{,}115)}=46{,}1°C.$$

11. Расход тепла определяют по формуле (10.12):

$$Q=24850\cdot0{,}24\,(46{,}1-14)=191\,000\ ккал/ч.$$

12. Дополнительный расход тепла на систему отопления для догрева воздуха, проходящего через ворота, от температуры смеси $t_{см}$ до температуры $t_{вн}$ составляет:

$$Q_{доп}=G_{пр}\cdot0{,}24\,(t_{р.з}-t_{см})=0{,}24\cdot40\,100\,(18-14)=38\,600\ ккал/ч.$$

На графиках рис. 10.2 и 10.3 пунктирной линией дано решение данного примера.

Б. РАСЧЕТ ВОЗДУШНО-ТЕПЛОВЫХ ЗАВЕС У ВХОДНЫХ ДВЕРЕЙ ОБЩЕСТВЕННЫХ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫХ МНОГОЭТАЖНЫХ ЗДАНИЙ ВЫСОТОЙ 3 ЭТАЖА И БОЛЕЕ

В расчете воздушных завес у входных дверей учитываются число проходящих людей, место расположения забора воздуха для агрегата завесы и конструкция входа, причем входные двери рассматриваются как приточный проем, а действие завесы — как отопительное устройство, нагревающее наружный воздух, поступающий через вход в здание.

Воздух рекомендуется подавать: при воздухозаборе внутри здания — в тамбур (внутренний при тройных дверях), при воздухозаборе снаружи — в вестибюль.

Раздачу воздуха следует принимать двустороннюю, через боковые отверстия высотой до 1,2 *м* в непосредственной близости от открываемых дверей. Низ отверстия должен быть на высоте не ниже 0,1 *м* от пола.

Рекомендуемые значения скорости воздуха, поступающего из воздушно-тепловой завесы, 4—5 *м/сек*.

Количество наружного воздуха, поступающего через вход в здание при сбалансированных расходах приточной и вытяжной механической вентиляции:

Таблица 10.6

Поправочный коэффициент *K*

Конструкция входа	Число проходящих людей *n* через вход в здание в час									
	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500
А. Воздухозабор внутри вестибюля										
Открытый вестибюль, двери:										
одинарные	0,26	0,31	0,35	0,39	0,43	0,47	0,51	0,55	0,58	0,61
двойные или вращающиеся	0,21	0,26	0,3	0,34	0,38	0,41	0,44	0,48	0,51	0,54
тройные	0,16	0,2	0,25	0,28	0,32	0,35	0,38	0,41	0,44	0,46
Закрытый вестибюль, двери:										
одинарные	0,23	0,27	0,32	0,35	0,39	0,43	0,46	0,49	0,52	0,55
двойные или вращающиеся	0,19	0,23	0,27	0,31	0,34	0,37	0,4	0,43	0,46	0,49
тройные	0,15	0,18	0,23	0,25	0,29	0,32	0,34	0,37	0,4	0,42
Б. Воздухозабор снаружи										
Открытый вестибюль, двери:										
одинарные	0,21	0,24	0,28	0,31	0,34	0,38	0,41	0,44	0,47	0,49
двойные или вращающиеся	0,17	0,21	0,24	0,27	0,3	0,33	0,35	0,38	0,41	0,43
тройные	0,13	0,16	0,2	0,23	0,26	0,28	0,3	0,33	0,35	0,37
Закрытый вестибюль, двери:										
одинарные	0,18	0,22	0,25	0,28	0,31	0,34	0,35	0,48	0,4	0,42
двойные или вращающиеся	0,15	0,18	0,21	0,24	0,26	0,29	0,31	0,33	0,36	0,38
тройные	0,12	0,15	0,18	0,2	0,22	0,24	0,26	0,29	0,31	0,33

Примечания: 1. Открытым считается вестибюль, не отделенный дверями от лестничной клетки, закрытым—снабженный дверями перед лестничной клеткой.

2. При необходимости свести до минимума понижение температуры воздуха в вестибюле (например, при ограниченных размерах вестибюля, близком расположении гардероба к входным дверям) мощность воздушно-тепловых завес может быть увеличена путем повышения значения *K* вплоть до полуторных значений от величин, приведенных в таблице.

3. Если через вход в здание проходит более 1500 человек в час, то расчетная площадь $F_{вх}$ увеличивается в отношении $\frac{n}{1500}$ с округлением до ближайшего большего целого числа. В этом случае коэффициент *K* принимается в зависимости от *n*, деленного на это целое число.

Таблица 10.7

Коэффициент расхода через вход $\mu_{вх}$

Конструкция входных дверей	$\mu_{вх}$
Одинарные двери	0,7
Двойные двери с тамбуром, прямой проход	0,65
Тройные двери с тамбуром, прямой проход	0,6
Двойные двери с тамбуром, зигзагообразный проход	0,55
Тройные двери с тамбуром, зигзагообразный проход	0,45
Вращающиеся двери	0,1

Примечание. Увеличение числа последовательно расположенных дверей сверх трех незначительно улучшает технико-экономические показатели завесы. В этом случае расчет может быть ориентировочно проведен, как для тройных дверей.

$$G_{вх} = K \cdot 3600 \cdot F_{вх} \mu_{вх} \times$$

$$\times \sqrt{9{,}81\ (h_{л.к} + 2h_{эт} - H_{дв})\ (\gamma_н - \gamma_{вн})\ \gamma_н}\ кг/ч, \quad (10.14)$$

а производительность воздушной завесы при заборе воздуха внутри или снаружи здания

$$G_з = G_{вх} \frac{t_{вн} - t_н}{t_з - t_{вн}}\ кг/ч, \quad (10.15)$$

где K — поправочный коэффициент, который в зависимости от числа проходящих людей, места расположения забора воздуха для агрегата завесы и конструкции входа принимается по табл. 10.6;

$F_{вх}$ — площадь одной открываемой створки наружных входных дверей в $м^2$;

$\mu_{вх}$ — коэффициент расхода воздуха через вход; принимается в зависимости от конструкции входных дверей по табл. 10.7;

$h_{л.к}$ — высота лестничной клетки здания от уровня земли в $м$;

$h_{эт}$ — полная высота одного этажа в $м$;

$H_{дв}$ — высота входных дверей в $м$.

Расход тепла на подогрев воздуха, подаваемого в завесу:

а) при заборе воздуха внутри здания, применяемом, как правило, при устройстве воздушно-тепловых завес:

$$Q = G_з \cdot 0{,}24 (t_з - t_{вн})\ ккал/ч; \quad (10.16)$$

б) при заборе снаружи при совмещении воздушно-тепловой завесы с приточной вентиляцией

$$Q = G_з \cdot 0{,}24 (t_з - t_н)\ ккал/ч. \quad (10.17)$$

Пример 10.2. Рассчитать воздушно-тепловую завесу для многоэтажного здания при заборе на завесу внутреннего воздуха. Вестибюль открытый. Входные двери вращающиеся.

Дано $t_н = -26°$ С; $\gamma_н = 1{,}43\ кг/м^3$; $h_{л.к} = 60\ м$; $t_в = 16°$ С; $\gamma_в = 1{,}22\ кг/м^3$; $h_{эт} = 3{,}3\ м$; $H_{дв} = 2{,}5\ м$.

Площадь открываемой створки наружной двери $0{,}8 \cdot 2{,}5 = 2\ м^2$; $n_{общ} = 2500\ чел/ч$.

Решение. 1. Поправочный коэффициент K принимаем по табл. 10.6 с учетом, что количество людей $n_{общ}$, проходящих в здание, превышает 1500 *чел/ч*. В этом случае $\frac{n_{общ}}{1500} = \frac{2500}{1500} = 1{,}67 \approx 2$ и $n = \frac{2500}{2} = 1250$.

При воздухозаборе внутри открытого вестибюля, вращающихся дверях и числе проходов через вход 1250 в час $K = 0{,}46$.

2. Коэффициент расхода $\mu = 0{,}1$ принимаем по табл. 10.7.

3. Определяем количество наружного воздуха, поступающего через вход, по формуле (10.14) с учетом, что одновременно открыты 2 двери:

$$G_{вх} = 0{,}46 \cdot 3600 \cdot 2 \cdot 0{,}1 \sqrt{9{,}81\ (60 + 2 \cdot 3{,}3 - 2{,}5)\ (1{,}43 - 1{,}22)\ 1{,}43} =$$

$$= 9000\ кг/ч.$$

4. Определяем расход воздуха на завесу по формуле (10.15):

$$G_з = 9000 \frac{16 + 26}{50 - 16} = 11\,200\ кг/ч.$$

5. Определяем расход тепла на завесу по формуле (10.16):

$$Q_з^{вн} = 11\,200 \cdot 0{,}24\ (50 - 16) = 92\,000\ ккал/ч.$$

ГЛАВА 11

МЕСТНЫЕ ОТСОСЫ

11.1. МЕСТНЫЕ ОТСОСЫ ОТКРЫТОГО ТИПА

Местные отсосы устраивают для улавливания производственных вредных выделений у места их образования.

Предотвращая распространение вредных выделений по помещению, местные отсосы удаляют их при наименьшем расходе вентиляционного воздуха. Отсос должен быть максимально приближен к источнику выделений и, по возможности, отделять его от помещения. Удаляемый воздух не должен проходить через зону дыхания рабочего.

В практике проектирования применяются вытяжные зонты, отсасывающие панели, бортовые отсосы, вытяжные шкафы, кожухи-воздухоприемники, аспирируемые укрытия.

Эффект всасывания характеризуется спектрами всасывания и наблюдается на небольших расстояниях от отверстий. Если вытяжные потоки не способны увлечь и удалить ненаправленные вредности, то местный отсос активируется приточной струей, которая, проходя через область вредных выделений, направляет их в заданную зону. Такие отсосы называют активированными.

Спектром всасывания называют кривые, представляющие геометрические места точек с одинаковыми скоростями воздуха на различных расстояниях от отверстия (рис. 11.1, *а* и *б*). Цифры на кривых указывают доли скоростей в % средней скорости во всасывающем отверстии на расстояниях от отверстия, выраженных в долях диаметра этого отверстия, а линии, перпендикулярные кривым равных скоростей, — направление движения потока.

На рис. 11.1, *в* представлен обобщенный график осевых скоростей всасывания у круглых и прямоугольных отверстий с острыми кромками. На оси абсцисс отложены относительные расстояния $\frac{x}{A}$ в долях гидравлического радиуса или d отверстия, где x — расстояние от

отверстия в *м*, $A=\frac{F}{p}$, где F — площадь в $м^2$ и p — периметр в *м*. На оси ординат показаны значения относительных скоростей $\frac{v_x}{v_0}$, представляющих отношение скорости в данной точке v_x к средней скорости в отверстии v_0 *м/сек*. Для круглых отверстий $A=\frac{d}{4}$.

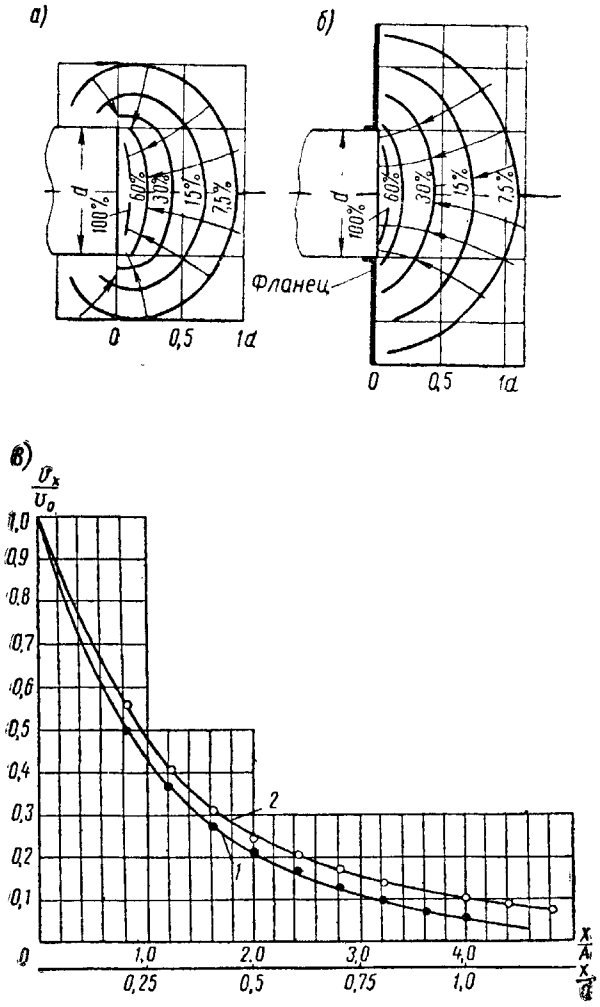


Рис. 11.1. Спектры скоростей и осевая скорость в зоне действия всасывающих отверстий

а — при отверстии с острыми кромками (без фланца); *б* — при отверстии с фланцем; *в* — обобщенный график осевых скоростей всасывания у круглых и прямоугольных отверстий с острыми кромками; *1* — линия соответствует круглому и квадратному отверстиям; *2* — линия соответствует прямоугольному отверстию с отношением сторон 1 : 310

А. ВЫТЯЖНЫЕ ЗОНТЫ

Вытяжные зонты служат для улавливания потоков вредностей, направленных вверх. Зонт следует делать с центральным углом раскрытия не более 60° и приемным отверстием, перекрывающим (в плане) источник вредных выделений. Наличие в помещении значительных горизонтальных воздушных потоков нарушает работу зонтов.

Зонты над источниками тепла (рис. 11.2) следует применять при устойчивых конвективных потоках, имеющих осевую скорость на уровне всасывающего отверстия $v_{ос} \geqslant 1$ *м/сек*. Соответствующая этому минимальная тепловая мощность конвективного потока составляет:

$$Q_{мин} = 300\, z \text{ ккал/ч},$$

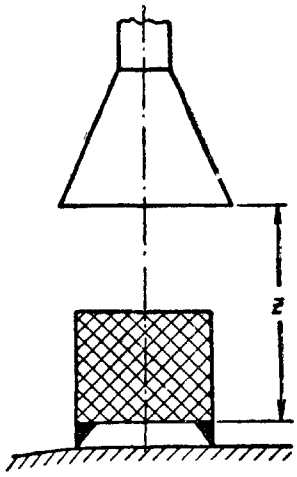


Рис. 11.2. Схема расположения зонта над источником тепла

где z — расстояние от низа нагретой поверхности до воздухоприемного сечения зонта в *м*.

При необходимости улавливать потоки меньших тепловых мощностей и при скоростях движения окружающего воздуха 0,4 *м/сек* и более зонт следует снабжать съемными или откидными фартуками с одной, двух или трех сторон и располагать его над источником не выше чем на 0,8 эквивалентного диаметра (по площади) источника тепла.

Количество воздуха, подтекающего к зонту с конвективной струей, равно:

$$L_к = 23{,}5\sqrt[3]{Q_к z^5}\ м^3/ч, \quad (11.1)$$

где z — расстояние от низа нагретой поверхности до воздухоприемного сечения зонта в *м*;

$Q_к = \lambda Q_{общ}$ — часовое количество тепла, выделяемое источником путем конвекции, в *ккал/ч*;

$Q_{общ}$ — общее количество тепла, выделяемое источником, в *ккал/ч*;

λ — коэффициент, принимаемый в зависимости от температуры нагретой поверхности по графику рис. 11.3.

при неоднородной температуре расчет ведется по средневзвешенной температуре

$$t_{ср} = \frac{\Sigma (Ft)}{\Sigma F}.$$

Для зонта, улавливающего конвективные потоки над несколькими (n) тепловыми источниками одинаковой мощности, объем воздуха, подтекающего в конвективной струе, вычисляется по формуле

$$L_к = 23{,}5\sqrt[3]{n^2 Q_к z^5}\ м^3/ч. \quad (11.2)$$

Объем воздуха, удаляемого зонтом, должен быть равен:

$$L_з = L_к \frac{F_з}{F_и}\ м^3/ч, \quad (11.3)$$

где $F_з$ — площадь сечения зонта в $м^2$; при $z \leqslant 2{,}8\sqrt{F_и}$ принимается $F_з = 1{,}5\, F_и$ $м^2$;

$F_и$ — площадь сечения источника конвективного тепла в $м^2$.

Зонты в виде козырька у проема печи (рис. 11.4), сушила и другого оборудования более эффективны, так как стенка оборудования уменьшает влияние движения окружающего воздуха. Количество воздуха, поступающего под зонт-козырек у проема печи, равно:

$$G_{пост} = \mu F \sqrt{\frac{2g}{\gamma_в} \Delta p \cdot 3600 \gamma_в}\ кг/ч, \quad (11.4)$$

а количество воздуха, которое следует удалять от зонта:

$$G_{уд} \geqslant 1{,}5\, G_{пост}\ кг/ч, \qquad (11.5)$$

где μ — коэффициент расхода, равный приблизительно 0,65;
F — площадь проема в $м^2$;
$\gamma_в$ — удельный вес воздуха, выходящего из печи, в $кг/м^3$;
Δp — избыточное давление, под влиянием которого газы выходят из отверстия печи, принимается по данным технологов и может достигать 0,25 $кГ/м^2$.

Боковые щитки у зонта, опускающиеся до низа проема печи, снижают расход воздуха на 10—20%. Вылет зонта следует принимать равным приблизительно удвоенной высоте H (рис. 11.4) считая от низа проема до отверстия зонта, а ширину зонта — на 0,1 $м$ больше ширины проема с каждой стороны.

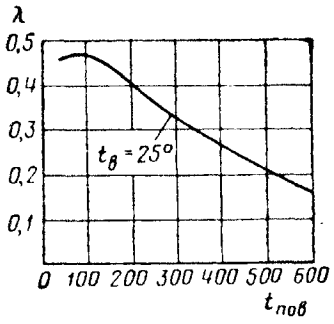


Рис. 11.3. График для определения коэффициента λ

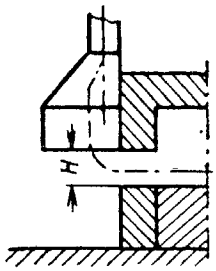


Рис. 11.4. Зонт-козырек

Температура воздуха, удаляемого от зонтов-козырьков у проемов кузнечных и термических печей, при естественной тяге не должна превышать 300°, а при механической 150°.

Козырьки у зонтов, применяемых для технологических операций, связанных с совместным выделением тепла и других вредностей, иногда делаются выдвижными, например при заливке подшипников баббитом, плавке баббита в тиглях и освобождении ящиков от сухого карбюризатора. Козырек должен выдвигаться так, чтобы плоскость всасывающего отверстия максимально приближалась к месту вредных выделений.

Объемы отсасываемого воздуха в этих случаях следует определять, руководствуясь скоростями всасывания от 0,5 $м/сек$ (для газов средней токсичности) до 1,5 $м/сек$ (для токсичной пыли или аэрозолей).

Для обеспыливания процессов расфасовки молотого кварца, цемента и других порошкообразных материалов в мешки, а также для улавливания неподогретых газов употребляются кольцевые зонты (рис. 11.5), вплотную приближенные к зоне вредных выделений. Для уменьшения пылеобразования и уноса материала мешок прижимается к течке хомутом.

Объем отсасываемого воздуха следует определять исходя из расчета 3600 $м^3/ч$ на 1 $м$ длины кольцевой щели при скорости всасывания около 10 $м/сек$.

Пример 11.1. Рассчитать объем воздуха, удаляемого от зонта над ковшом для плавки цинка диаметром 1,2 $м$. Высота установки зонта (см. рис. 11.2) $z=2$ $м$.

Количество выделяющегося конвективного тепла 3800 $ккал/ч$.

Решение. Объем подтекающей к зонту тепловой струи (11.1) равен:

$$L_к = 23{,}5 \sqrt[3]{3800 \cdot 2^5} = 1200\ м^3/ч.$$

Так как $z<2{,}8\sqrt{F_и}$, то площадь сечения зонта должна быть принята равной $1{,}5\, F_и$, что соответствует диаметру зонта 1470 $мм$.

Объем отсасываемого воздуха составит (11.3):

$$L_з = 1200 \cdot 1{,}5 = 1800\ м^3/ч.$$

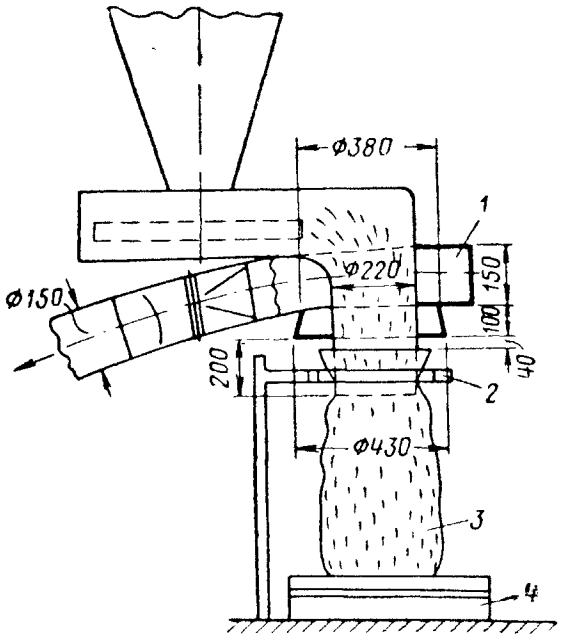


Рис. 11.5. Кольцевой зонт у места расфасовки пылящего материала

1 — кольцевой зонт; *2* — зажимной хомут; *3* — мешок; *4* — весы

Б. ОТСАСЫВАЮЩИЕ ПАНЕЛИ

Отсасывающие панели (рис. 11.6) используются для удаления вредных выделений, увлекаемых тепловыми струями, когда более полное укрытие источника вредности невозможно.

Нижняя кромка всасывающих отверстий панели должна быть расположена на уровне верха источника тепла.

Панели располагаются сбоку от источника вредностей вертикально на расстоянии от $b=0$ до $b=B$ (рис. 11.6) или наклонно — нависая над ним.

Длина панели A должна составлять 1,2 a.

Объем воздуха, удаляемого от панели, следует определять по формуле

$$L_в = cQ^{1/3}\,(H+B)^{5/3}\ м^3/ч, \qquad (11.6)$$

где c — коэффициент пропорциональности, зависящий от конструкции панели и ее расположения относительно источника тепла;
Q — количество конвективного тепла, выделяемого источником, в $ккал/ч$ [формула (11.1), рис. 11.3];
H — расстояние от верхней плоскости источника до центра всасывающей панели в $м$;
B — ширина источника в $м$.

Коэффициент c для панели без экрана (рис. 11.6, $а$):

$$c = 240\left(\frac{l}{H+B}\right)^{2/3}; \qquad (11.7)$$

для панели с экраном (рис. 11.6, $б$):

$$c = 240\left(\frac{l}{H+B}\right)^{1/2} m; \qquad (11.8)$$

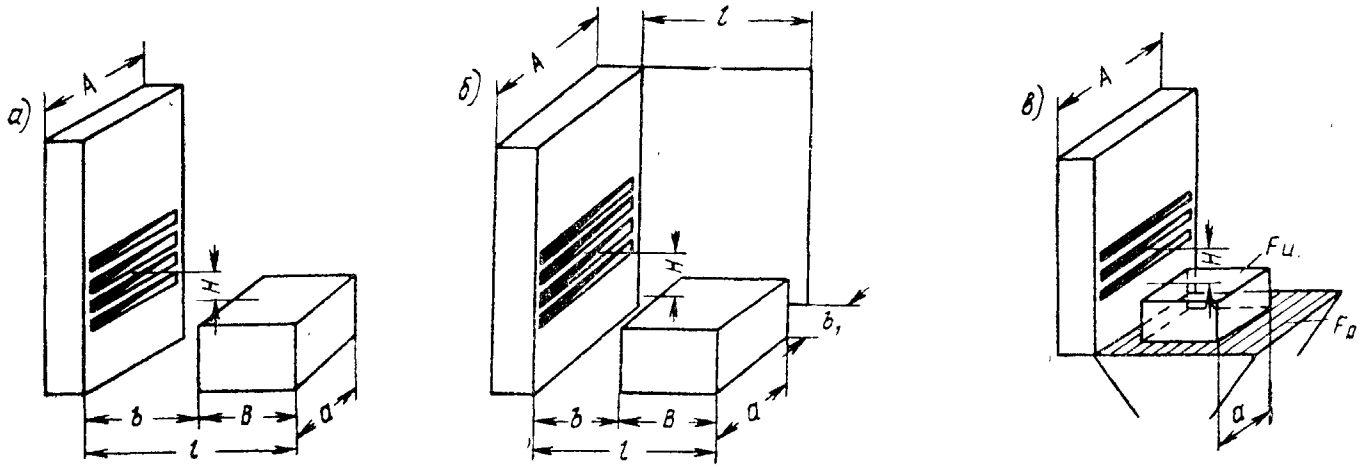


Рис. 11.6. Схемы отсасывающих панелей

а — односторонняя; *б* — панель с экраном; *в* — комбинированная с отсосом в сторону и вниз

при установке экрана на расстоянии:

$\frac{b_1}{B}=0$ (вплотную)	$m=1$,
$\frac{b_1}{B}=0{,}3$	$m=1{,}5$,
$\frac{b_1}{B}=1$	$m=1{,}8$,
$\frac{b_1}{B}>1$	$m=2$,

Для удаления теплового потока, содержащего не только газы, но и крупную дисперсную пыль, следует применять комбинированную панель с отсосом в сторону 60% и вниз (рис. 11.6, *в*) — 40% удаляемого воздуха.

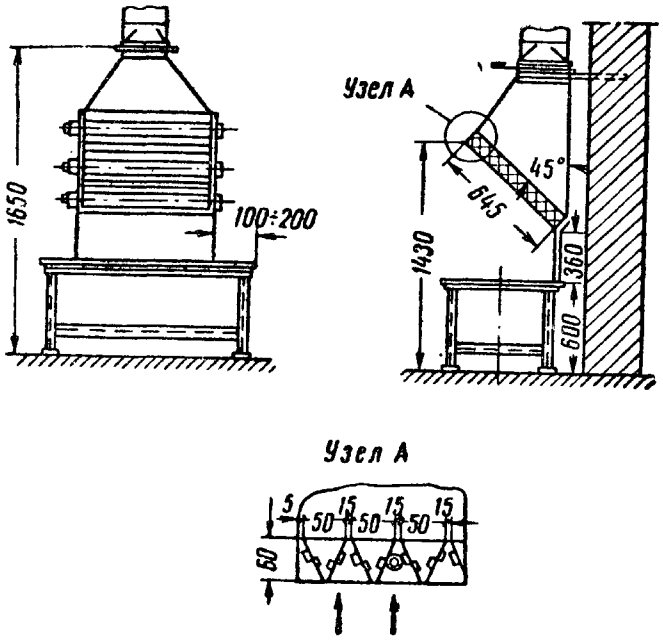


Рис. 11.7. Схема установки панели у поста сварки

При этом общий объем отсасываемого воздуха вычисляется по формуле (11.6) с коэффициентом:

$$c = 1230\,\frac{F_и}{F_р}\left(\frac{F_и}{F_р}-1\right)+650, \qquad (11.9)$$

где $F_р$ — площадь решетки в $м^2$;

$F_и$ — площадь изделия, устанавливаемого на решетку, в $м^2$.

Верхнебоковой панельный отсос применяется при выбивке литья из песчаных форм и стержней из отливок. Панель должна иметь ширину, равную ширине решетки. Нижняя кромка отсасывающих отверстий располагается на уровне верха опоки, а высота панели должна быть больше высоты изделий не менее чем на ширину решетки. Габаритная площадь всасывающих отверстий должна составлять $^1/_3$ площади панели. Объем отсасываемого воздуха определяется по формуле (11.6), а при отсутствии данных для этого расчета — по табл. 11.1.

Панели могут располагаться, нависая над источниками вредностей так, как это показано на рис. 11.7.

При сварке электродами с качественными покрытиями, производимой на расстоянии в среднем 600—700 *мм* от панели, следует отсасывать 3200 $м^3/ч$ воздуха на 1 $м^2$ панели, расположенной вблизи стены, и 5000—7000 $м^3/ч$ от панели, расположенной вдали от стены.

Пример 11.2. Рассчитать панель для удаления тепла и аэрозоли солей, выделяющихся от электросоляной закалочной ванны диаметром $d=1$ *м*. От передней стороны ванны панель находится на расстоянии $l=1{,}2$ *м*, а середина ее находится на высоте $H=0{,}6$ *м* (см. рис. 11.6, *а*) от верхней плоскости ванны. Количество конвективного тепла, выделяющегося от ванны, равно 4750 *ккал/ч*.

Решение. Объем отсасываемого воздуха определяем по формулам (11.6) и (11.7).

$$L_в = 240\left(\frac{1{,}2}{0{,}6+1}\right)^{2/3} 4750^{1/3}\,(0{,}6+1)^{5/3} \approx 7000\ м^3/ч.$$

Таблица 11.1

Объем воздуха, удаляемого панельными отсосами от выбивных решеток, в $м^3/ч$

Характеристика решетк			Температура отливок в °С	
размер (длина и ширина) в *мм*	грузоподъемность в *т*	размер опок в плане в *мм**	до 200	свыше 200
1400×1200	1,	1300×1100	8 500	10 000
1570×970	1,6	1400×800	7 600	9 000
1600×1600	10	1400×1000	13 000	15 000
1800×1400	10	1400×1200	12 500	15 000
1800×1650	2,5	1400×1200	15 000	18 000

* Высота опок составляет 30—60% ширины решетки.

В. БОРТОВЫЕ ОТСОСЫ

Бортовые отсосы требуют большого расхода воздуха и используются в случаях, когда по условиям производства применение более экономичного типа отсоса невозможно.

Следует, как правило, устраивать двусторонние бортовые отсосы, требующие меньшего расхода воздуха. Щель устанавливается у борта ванны по схеме на рис. 11.8, *а*, если жидкость в ванне стоит на уровне до $\geqslant 0{,}1\ B$ ниже борта, и по схеме на рис. 11.8, *б* (опрокинутые бортовые отсосы) при более низком уровне.

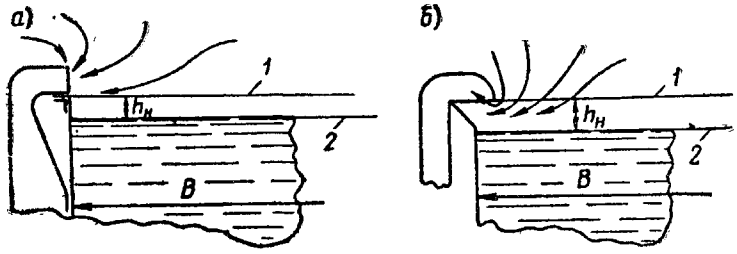


Рис. 11.8. Схема устройства бортовых отсосов

а — обычный бортовой отсос; *б* — опрокинутый бортовой отсос; *B* — ширина ванны в *м*; *1* — уровень борта ванны; *2* — уровень жидкости

При ширине ванны более 2 *м* и отсутствии электродов, выступающих над поверхностью ванны, рекомендуется устраивать активированные отсосы со сдувом (см. п. 11.1«Е»).

Установлено, что эффективность улавливания и удаления вредных паров и газов зависит от конструкции бортового отсоса, является функцией объема отсасываемого воздуха, приходящегося на 1 $м^2$ зеркала ванны и практически не зависит от скорости воздуха при вхо в щели.

Ширину щели отсоса следует принимать наибольшей из возможных по конструктивным и технологическим соображениям: обычно 01 *B*, но не менее 50 *мм*.

Отводящие воздуховоды от бортовых отсосов делают с отводом воздуха вниз и с отводом в сторону (рис. 11.9).

Объем воздуха, который следует удалять бортовыми отсосами, определяется по формуле МИОТ:

$$L = \alpha \sqrt[3]{t_в - t_п}\, xLS\ м^3/ч, \qquad (11.10)$$

где α — коэффициент, принимаемый по табл. 11.2 в зависимости от ширины ванны *B* и границы *y*, до которой допускается подъем вредностей над верхним краем бортового откоса; в зависимости от назначения ванны величину *y* рекомендуется принимать по табл. 11.3;

$t_в$ — температура раствора в ванне в *град*, определяемая по табл. 11.3;

$t_п$ — температура воздуха в помещении в *град*;

x — поправочный коэффициент, учитывающий положение уровня жидкости по отношению к борту ванны, принимаемый по табл. 11.4 в зависимости от $h_н$;

L — длина ванны в *м* (рис. 11.9);

S — поправочный коэффициент, учитывающий скорость движения воздуха в помещении и разность температур электролита и воздуха помещения, принимаемый по табл. 11.5.

Таблица 11.2

Коэффициент α в зависимости от ширины ванны *B* и границы вредностей

Тип бортового отсоса	Граница вредностей в *мм*	Ширина ванны *B* в *мм*								
		500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300
Однобортовой	40	730	1000	1300	1530	1850	2100	—	—	—
	80	530	800	1000	1250	1500	1720	1970	2200	—
	120	450	700	900	1100	1320	1530	1730	1950	2150
	160	400	600	800	1000	1200	1400	1600	1800	1980
	200	350	520	720	920	1120	1320	1500	1700	1900
Двухбортовой	40	375	450	525	600	675	750	825	900	970
	80	285	350	400	455	520	575	680	700	750
	120	250	300	350	400	450	500	550	600	650
	160	220	260	300	350	380	430	480	525	570
	200	200	240	275	325	410	400	440	480	520
Опрокинутый однобортовой	40	680	900	1100	1300	1530	1750	1950	—	—
	0	500	700	900	1050	1240	1420	1600	1800	—
	120	450	600	760	920	1100	1250	1400	1550	—
	160	400	530	690	830	980	1130	1280	1420	—
	00	360	500	640	780	920	1080	1200	1340	—
Опрокинутый двухбортовой	40	400	490	575	670	750	900	940	1025	1100
	80	300	375	455	540	600	680	750	840	900
	120	270	340	400	470	550	600	675	740	880
	160	240	300	350	410	470	520	580	650	700
	200	210	260	320	375	430	480	540	540	640

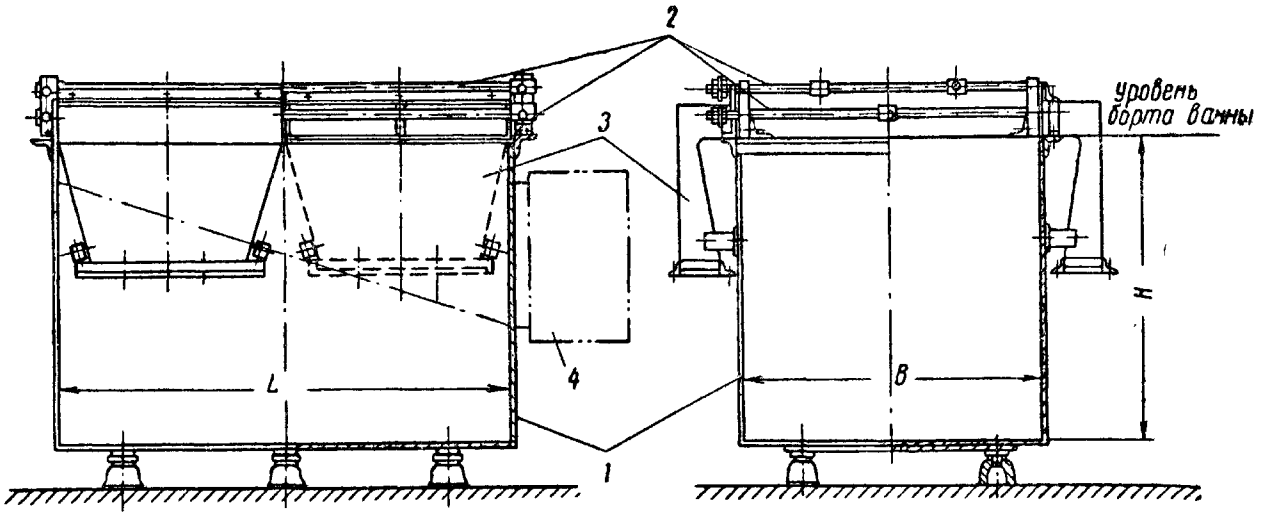


Рис. 11.9. Ванна для электролитической обработки металлов с бортовыми отсосами

1 — корпус ванны; *2* — токоподводящие шины; *3* — бортовой отсос с отводом воздуха вниз; *4* — бортовой отсос с отводом воздуха в сторону

Таблица 11.3

Основные данные, характеризующие процессы металлопокрытий и определяющие границу допустимого подъема вредностей y, над верхним краем бортового отсоса

Назначение ванн	Обрабатываемый материал	Температура раствора в °С	Химикаты	Вредные выделения	Предельно допустимые концентрации в $мг/м^3$	Граница подъема вредностей над верхом бортового отсоса y в $мм$
Травление	Сталь	15—60	Серная кислота	Аэрозоль (туман) серной кислоты	1	80
»	»	30—40	Соляная »	Хлористый водород	5	80
»	»	15—20	Азотная »	Пары азотной кислоты	5	40
»	Медь	15—20	Плавиковая »	Фтористый водород	5	40
»	Кадмий	15—20	Цианистый калий	Цианистый »	0,3	80
Декапирование	Медь и сплавы	15—20	Цианистый калий или натрий	То же	0,3	80
»	Сталь	15—20	Хромпик	Аэрозоль (туман) серной кислоты	1	80
Матирование	Медь	15—20	Азотная, серная кислоты	Пары азотной кислоты и окислы азота	5	40
»	Алюминий	15—20	Хлористый натрий	Аэрозоль (туман) едкой щелочи	—	160
Цинкование	Черные металлы	18—20	Цианистый »	Цианистый водород	0,3	160
Меднение	Сталь	18—25	Цианистый калий	То же	0,3	80
Лужение	Медь	60—70	Едкий натрий	Пары щелочи	—	80
Кадмирование	Черные металлы	15—20	Электролит	Цианистый водород	0,3	80
Обезжиривание	—	60—80	Фосфористый натр	Пары воды и щелочи	—	160
Свинцевание	Черные металлы	15—20	Углекислый свинец, плавиковая кислота	Фтористый водород	0,5	40
Латунирование	То же	30—40	Свободный цианид	Цианистый »	0,3	80
Хромирование	Черные и цветные металлы	45—60	Хромовый ангидрид, серная кислота	Хромовый ангидрид	0,1	40
Серебрение	Цветные металлы	15—20	Цианистый калий	Цианистый водород	0,3	80
Золочение	То же	15—20	То же	То же	0,3	80
Оксидирование	Черные металлы	130—155	Едкий натр, азотная кислота	Пары едкой щелочи	—	40
»	Латунь	18—25	Аммиак	Аммиак	20	160
Фосфатирование	Черные металлы	96—99	Мажер	Фосфорная кислота	—	160
Осветление	Цветные металлы	15—20	Хромовый ангидрид, азотная кислота	Окислы азота	5	40
Железнение	Сталь	100	Серная кислота	Пары серной кислоты	1	80
Полирование	Медь	—	Фосфорная кислота	Фосфорная кислота	—	80
Снятие металлических покрытий	Разный	18—20	Соляная и серная кислота	Хромовый ангидрид	—	80
»	»	30	Азотная кислота »	Пары азотной кислоты	—	40

Таблица 11.4

Поправочный коэффициент x на положение уровня жидкости по отношению к борту ванны

Тип бортового отсоса	Положение уровня жидкости в ванне $h_н$ в $мм$			
	50	120	160	200
Однобортовой отсос независимо от ширины ванны	1	0,95	0,89	0,82
Двухбортовой отсос при B:				
500 $мм$	1	1,4	1,9	2,7
750 »	1	1,25	1,52	2
1000 »	1	1,15	1,38	1,7
1250 »	1	1,1	1,25	1,5
Опрокинутые однобортовые и двухбортовые отсосы	1	0,9	0,8	0,7

При укрытии зеркала испарения ванн поплавками принимается коэффициент $K=0{,}75$, пеной — $K=0{,}5$.

Кольцевые бортовые отсосы, исследованные в ЛИОТ, выполняются в виде сплошной щели, расположенной по периметру ванны или другого источника вредных выделений, и требуют минимального расхода воздуха.

Выполнять кольцевой отсос рекомендуется по схеме, представленной на рис. 11.10, *а*, при этом величину b следует принимать возможно большей; $h_н \geqslant 2b$, но $\frac{h_н}{D}$ не должно быть менее 0,054, а $\frac{b}{D}$ должно лежать в пределах от 0,04 до 0,16; $h_н$, $h_в$, b — размеры щелевого отсоса в $м$.

Количество воздуха, которое следует отсасывать от кольцевой щели над нагретой ванной или другими нагретыми источниками вредностей, определяется количеством воздуха в тепловой струе, поднимающейся над ним. Это количество зависит от допустимой высоты подъема вредных выделений над уровнем верхней кромки отсоса и от отношения условного расстояния $H_м$ в формулах (11.13) и (11.14) к внутреннему диаметру $D_м$ поверхности, выделяющей вредности, $\bar{H}=\frac{H}{D}$. График этой зависимости приведен на рис. 11, 10, *б*.

Таблица 11.5

Поправочный коэффициент S на скорость движения воздуха в помещении

Разность температур $\Delta t = t_в - t_п$	Граница подъема вредностей y в *мм* при скорости движения воздуха в помещении $v_п$ = 0,2 *м/сек*					Граница подъема вредностей y в *мм* при скорости движения воздуха в помещении $v_п$ = 0,4 *м/сек*				
	40	60	80	120	160	40	60	80	120	160
Однобортовой обыкновенный и опрокинутый отсосы										
20	1,07	1,08	1,1	1,13	1,14	1,19	1,22	1,25	1,28	1,32
30	1,06	1,07	1,09	1,107	1,125	1,17	1,19	1,22	1,26	1,29
40	1,05	1,06	1,08	1,09	1,11	1,15	1,17	1,2	1,23	1,26
50	1,04	1,05	1,06	1,07	1 09	1,13	1,15	1,18	1,2	1,23
60	1,03	1,04	1,05	1,06	1,08	1,11	1,13	1,15	1,17	1,2
70	1,02	1,03	1,04	1,06	1,06	1,09	1,1	1,12	1,15	1,18
80	1,01	1,02	1,03	1,04	1,05	1,07	1,08	1,1	1,12	1,14
Двухбортовой отсос при H=80 мм										
20	1,14	1,47	1,52	1,55	1,65	1,8	1,97	2,15	2,35	2,55
30	1,35	1,42	1,47	1,5	1,56	1,72	1,87	2,03	2,2	2,38
40	1,31	1,35	1,4	1,45	1,51	1,63	1,76	1,95	2,05	2,23
50	1,26	1,3	1,34	1,38	1,57	1,6	1,65	1,77	1,9	2,05
60	1,22	1,25	1,3	1,35	1,37	1,46	1,55	1,65	1,75	1,9
70	1,17	1,2	1,23	1,26	1,3	1,37	1,45	1,58	1,62	1,73
80	1,12	1,1	1,16	1,2	1,23	1,3	1,35	1,4	1,46	1,57
Двухбортовой опрокинутый отсос										
20	1,08	1,1	1,12	1,14	1,16	1,23	1,29	1,36	1,44	1,53
30	1,07	1,08	1,1	1,12	1,14	1,2	1,26	1,32	1,4	1,47
40	1,05	1,07	1,09	1,11	1,12	1,18	1,22	1,28	1,35	1,42
50	1,04	1,06	1,07	1,09	1,1	1,14	1,19	1,24	1,3	1,36
60	1,03	1,04	1,06	1,07	1,08	1,12	1,16	1,2	1,25	1,31
70	1,02	1,03	1,04	1,05	1,06	1,09	1,12	1,16	1,2	1,25
80	1,01	1,02	1,02	1,03	1,04	1,06	1,09	1,12	1,16	1,2

Количество воздуха, отсасываемого от кольцевых бортовых отсосов, следует определять по формуле

$$L = 155K\sqrt[3]{QF^2l}\ м^3/ч, \qquad (11.11)$$

где Q — количество тепла, теряемого источником путем конвекции, в *ккал/ч*;

F — горизонтальная проекция источника вредностей в *м*;

K — коэффициент, являющийся функцией отношений $\bar{y} = \frac{y}{D}$ и $\bar{H} = \frac{H}{D}$, определяемый по графику рис. 11.10, *б*;

l — максимальная высота (граница) подъема вредных выделений над поверхностью жидкости в ванне (рис. 11.10, *а*), равная:

$$l = h_н + b + h_в + y\ м, \qquad (11.12)$$

y — граница допустимого уровня вредных выделений (табл. 11.3);

D — внутренний диаметр ванны в *м*;

при наличии бортика высотой $h_в$ *м* над верхним краем щели бортового отсоса:

$$H = 2h_в + 0{,}5(h_н + b)\ м; \qquad (11.13)$$

при отсутствии бортика над верхним краем щели

$$H = h_н + 0{,}5\,b\ м. \qquad (11.14)$$

Пример 11.3. Определить количество воздуха, отсасываемого через кольцевую щель от ванны D=1 *м* для матирования алюминия, от которой выделяется 4800 *ккал/ч* конвективного тепла.

Решение. Принимаем высоту щели b=0,04 *м* и величину $h_н$=0,1 *м* так, чтобы $\bar{h}_н = \frac{H}{D} \geqslant 0{,}054$. Высоту подъема вредностей над верхней кромкой кольцевого отсоса y принимаем по табл. 11.3 равной 0,16 *м*.

Высота подъема вредностей над поверхностью нагретой жидкости (11.12)

$$l = 0{,}1 + 0{,}04 + 0{,}1 + 0{,}16 = 0{,}4\ м.$$

Геометрический параметр кольцевого отсоса (11.13)

$$H = 2\cdot 0{,}1 + \frac{0{,}1 + 0{,}04}{2} = 0{,}27\ м.$$

При $\bar{H} = \frac{0{,}27}{1} = 0{,}27$ и $\bar{y} = 0{,}16$ K=2,1 находим по графику на рис. 11.10, *б*.

Объем воздуха, отсасываемого от ванны, определяем по формуле (11.11):

$$L = 155\cdot 2{,}1\sqrt[3]{4800\cdot 0{,}785^2\cdot 0{,}4} = 3400\ м^3/ч.$$

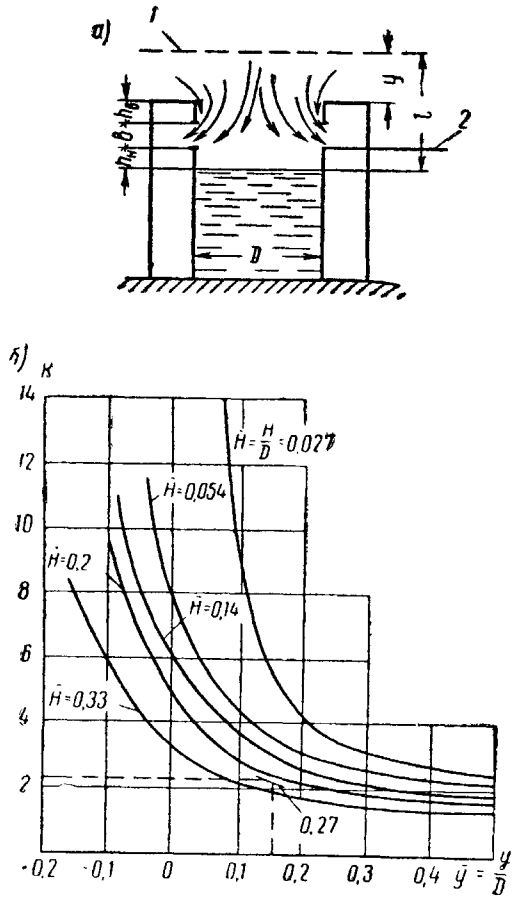


Рис. 11.10. Кольцевой отсос

а — кольцевой бортовой отсос; *б* — график для определения коэффициента K; *1* — граница верхнего уровня вредных выделений; *2* — уровень борта ванны

г. ВЫТЯЖНЫЕ ШКАФЫ

Вытяжной шкаф больше других отсосов изолирует место, где производятся процессы, сопровождающиеся вредными выделениями. В нем имеются лишь небольшие открытые (рабочие) проемы.

Различают шкафы с верхним, нижним и комбинированным (снизу и сверху) отсосом (рис. 11.11). Отсосы делают в виде круглого или прямоугольного отверстия в одной из стенок шкафа, в виде щели по всей ширине шкафа и в виде улиткообразных приемных патрубков.

Объем воздуха, удаляемого из шкафа:

а) при отсутствии в нем источников тепла

$$L_x = 3600\, v_0 F \ м^3/ч; \qquad (11.15)$$

б) при наличии в шкафу источника тепла

$$L_m = 120 \sqrt[3]{HQF^2}\ м^3/ч, \qquad (11.16)$$

где v_0 — скорость всасывания (средняя по сечению открытого проема), принимаемая по табл. 11.6 или на основании расчетов, в *м/сек*;
F — площадь рабочего проема шкафа в $м^2$;
H — высота рабочего проема в *м*;
Q — количество тепла, поступающее в шкаф и идущее на нагрев воздуха в шкафу, в *ккал/ч*; ориентировочно равно 50—70% полной теплопроизводительности источника.

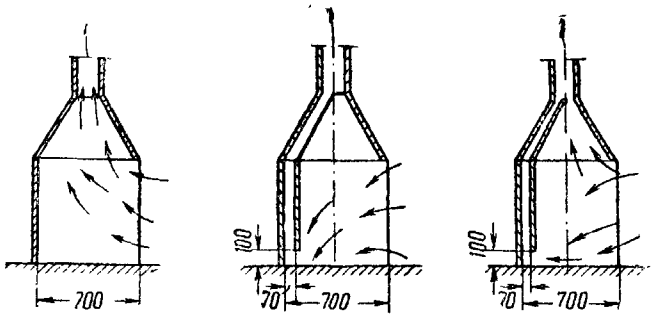


Рис. 11.11. Схемы вытяжных шкафов

Для шкафа, имеющего внутри источник тепла, в расчет принимается большее из значений L_m или L_x в $м^3/ч$.

Скругление кромок всасывающих проемов повышает эффективность вытяжных шкафов.

Шкаф с отодвинутой назад верхней кромкой проема создает удобство в работе и позволяет значительно уменьшить площадь рабочего проема путем сокращения его высоты.

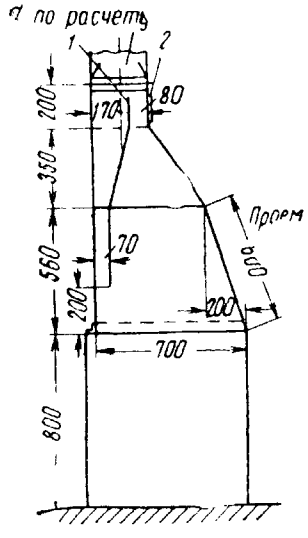


Рис. 11.12. Шкаф с комбинированным отсосом

1 — свободный конец металлического листа для регулировки; *2* — люк

Шкаф с комбинированным отсосом (рис. 11.12) и отодвинутой назад верхней кромкой рабочего проема применяется для удаления пыли и тяжелых газов, не сопровождаемых выделениями тепла. Распределение скорости в рабочем проеме шкафа изменяется в зависимости от отношения объемов воздуха, отсасываемого сверху и снизу, что регулируется отгибом листа в выходном патрубке.

Лабораторный химический шкаф (рис. 11.13) имеет также комбинированный отсос; стенки шкафа следует делать остекленными, а под рабочими дверками в закрытом положении оставлять щель высотой 50—100 *мм* для засоса воздуха. Объем отсасываемого воздуха определяется по формуле (11.15), принимая, как правило, скорость v_0 при полностью открытом рабочем проеме.

Если величину открытия рабочего проема для лабораторного шкафа установить невозможно, то количество отсасываемого воздуха рекомендуется принимать из расчета удельного расхода на 1 *м* ширины рабочего проема 1000 $м^3/ч$ при работах с веществами средней токсичности и 2000 $м^3/ч$ при работах с особо токсичными веществами

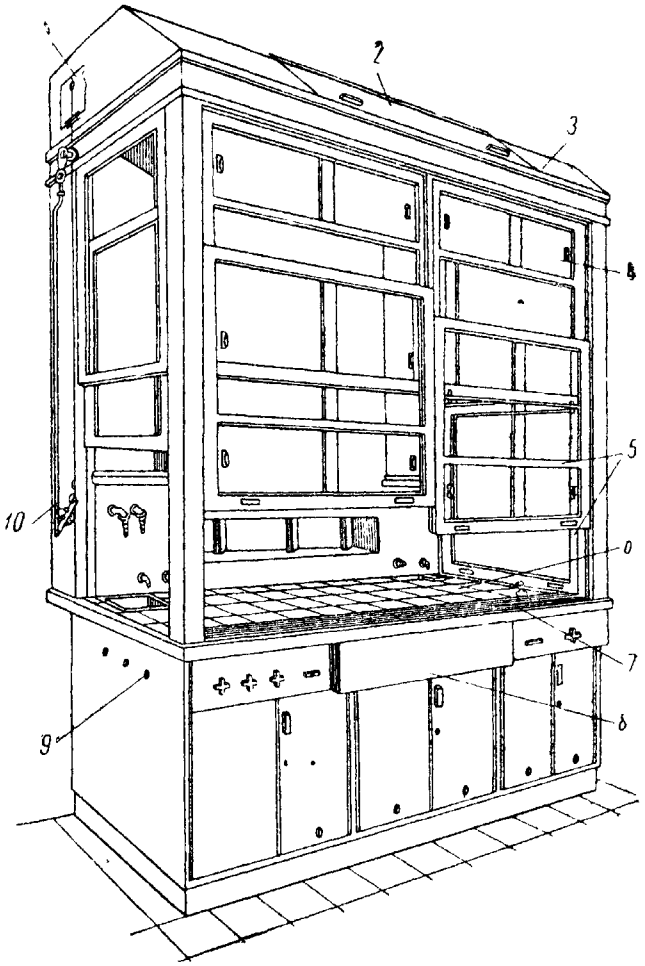


Рис. 11.13. Лабораторный химический шкаф конструкции Гипронии АН СССР

1 — дверца для проветривания верхней зоны помещения; *2* — колпак; *3* — плоскости на фасадной и боковой сторонах колпака, к которым может быть присоединен вентиляционный канал; *4* — место установки люминесцентных ламп; *5* — дверцы передние нижние на противовесах и боковые нижние на деревянных завертышах; *6* — кислотоупорные, керамические плитки; *7* — красная линия (ближе которой нельзя ставить приборы и производить работу); *8* — электропанель; *9* — отверстия для вентиляции нижних отделений шкафа; *10* — механизм управления клапаном, регулирующий объемы воздуха, отсасываемого из нижней и верхней зон

Из нижней зоны шкафа, как правило, следует отсасывать $^2/_3$, а из верхней — $^1/_3$ воздуха.

Отсасывая воздух снизу через щель, верхняя кромка которой находится на уровне 200 *мм* от пола шкафа, можно обеспечить быстрое удаление газов, которые захватываются у мест образования.

Если в шкафу в основном проводятся работы, связанные с выделением большого количества тепла, то следует отсасывать сверху $^2/_3$ и снизу $^1/_3$ общего количества воздуха. Однако должна быть предусмотрена возможность регулирования этого распределения.

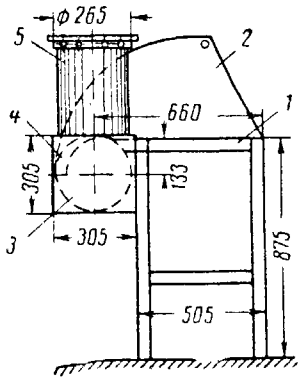


Рис. 11.14. Стол с вентиляционным отсосом «улитка»

1 — стол; *2* — укрытие; *3* — отсос «улитка»; *4* — щель, через которую засасывается воздух; *5* — вытяжной воздуховод

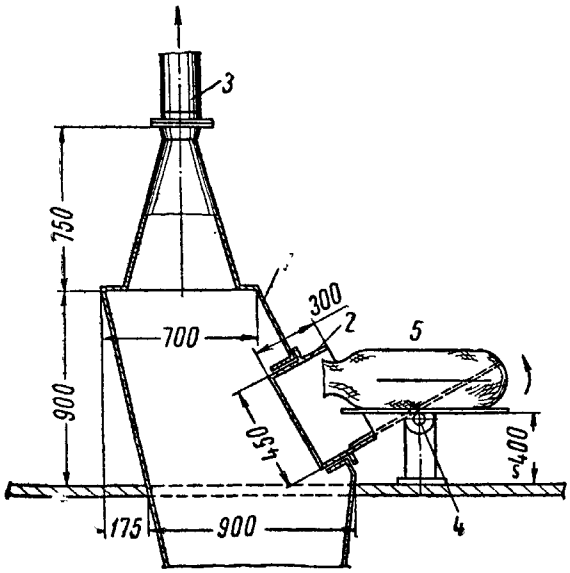


Рис. 11.15. Шкафное укрытие для ручной загрузки сыпучего материала

1 — укрытие; *2* — съемный патрубок, снабженный решеткой с ячейками 100×100 *мм*; *3* — вытяжной воздуховод; *4* — поворотное устройство; *5* — мешок с сыпучим материалом

Над рабочими столами устраиваются шкафы-козырьки (рис. 11.14) с отсосом типа «улитка». Щель «улитки» имеет переменную ширину от 60 до 30 *мм*, уменьшаясь по мере приближения к трубе, отводящей воздух. Улитка обеспечивает равномерное всасывание воздуха в рабочий проем при длине стола до 2—3 *м* и препятствует засорению отсоса. Шкафы-козырьки рекомендуется использовать при отсутствии тепла под укрытием.

Шкафные укрытия для ручной загрузки пылящего материала из мешка в бункер (рис. 11.15) требуют создания скорости воздуха в загрузочном отверстии 0,5—1,2 *м/сек* в зависимости от степени вредности и дисперсности загружаемого материала. Скорость воздуха в присоединительном патрубке следует ограничивать 2,5—3 *м/сек* в целях уменьшения уноса материала.

Для удобства обслуживания перед загрузочным отверстием располагается поворотный столик, а для повышения эффективности обеспыливания в отверстие шкафа вставляется манжета с решеткой, в которую упирается мешок при опорожнении.

Пример 11.4. Определить объем воздуха, отсасываемого от шкафного укрытия для электросоляной печи мощностью 75 *квт*; температура воздуха в помещении 25°С. Рабочий проем шкафа имеет ширину 0,45 и высоту 0,68 *м*.

Решение. Количество тепла, идущее на нагрев воздуха в шкафу, принимаем равным 50% полной тепловой мощности печи:

$$Q = 75 \cdot 860 \cdot 0{,}5 = 32\,200 \text{ ккал/ч}.$$

Объем отсасываемого воздуха по формуле (11.16)

$$L_m = 120 \sqrt[3]{0{,}68 \cdot 32\,200\ (0{,}45 \cdot 0{,}68)^2} = 1500 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Средняя скорость воздуха в проеме шкафа

$$v = \frac{1500}{3600 \cdot 0{,}45 \cdot 0{,}68} = 1{,}4 \text{ м/сек}.$$

Согласно табл. 11.6 скорость 1,4 *м/сек* удовлетворяет всем категориям вредностей.

Д. ВЕНТИЛИРУЕМЫЕ КАМЕРЫ

Вентилируемые камеры или кабины — это выгороженные части помещения с усиленной вентиляцией, в которых производятся операции при интенсивном выделении вредностей. Рабочее место может находиться вне или внутри этой камеры. Характерным примером являются окрасочные камеры.

Если производственный процесс автоматизирован и рабочий должен входить в камеру только в аварийных случаях, то вентиляция камеры должна обеспечивать отсутствие выбивания вредных выделений за пределы камеры и проветривание внутреннего пространства, если это необходимо по технологическим требованиям.

Если рабочее место находится внутри камеры, то вентиляция, кроме того, должна создавать благоприятные условия труда для рабочего.

Объем воздуха, отсасываемого из камер, как правило, определяется скоростями всасывания через открытые проемы, неплотности и щели.

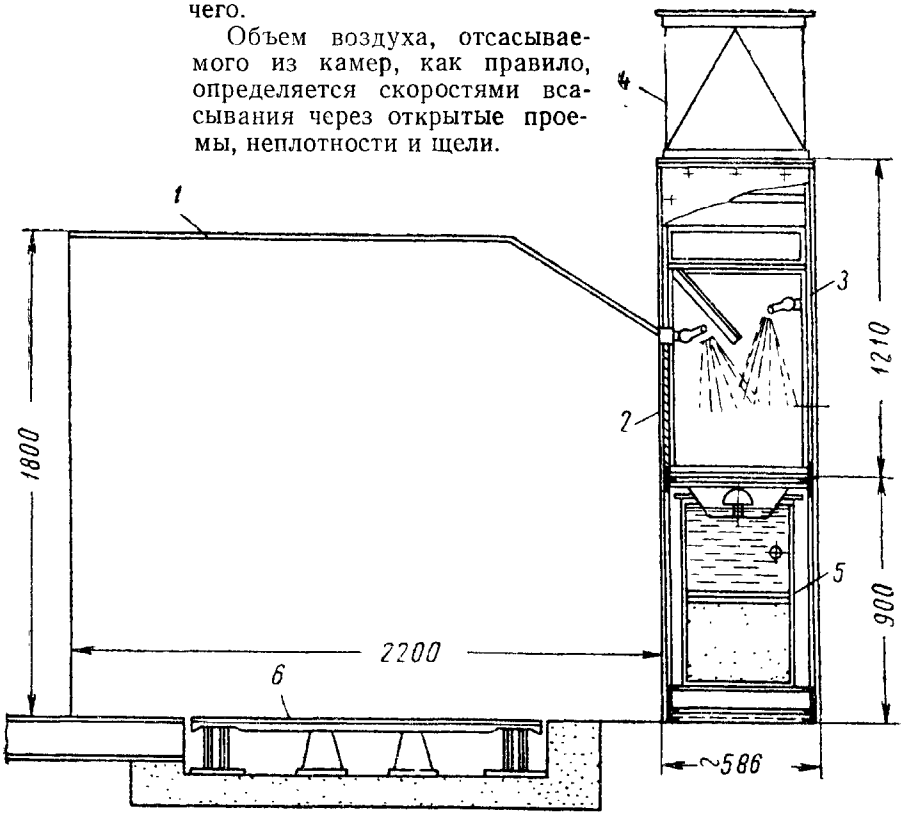


Рис. 11.16. Камера для окраски изделий средних размеров

1 — ограждение камеры; *2* — воздухозаборное отверстие; *3* — гидрофильтр; *4* — вытяжной воздуховод; *5* — бак-отстойник; *6* — поворотный круг

Таблица 11

Рекомендуемые скорости всасывания воздуха в проемы шкафов

№ п/п	Операции, производимые в шкафу	Вредные выделения	Часть проема, через которую происходит основное выбивание вредностей	Рекомендуемая скорость всасывания v_0 в *м/сек*	Необходимость проверки расчетного объема отсасываемого воздуха по формуле (11.16)
		I. Термическая обработка металлов			
1	Закалка и отпуск в масляной ванне	Пары масла и продукты его разложения	Верхняя	0,3	Да
2	Закалка в селитровой ванне при 400—700° С	Аэрозоль селитры, тепло	»	0,3	»
3	Закалка в соляной ванне при 350—1100° С	Аэрозоль соли, тепло	»	0,5	»
4	Свинцовая ванна при 400° С	Пары и аэрозоль свинца	»	1,5	»
5	Цианирование в солях при 800—900° С	Пыль цианистых соединений	»	1,5	»
		II. Гальваническая обработка металлов (холодные процессы)			
6	Кадмирование цианистое или серебрение	Пары синильной кислоты	По всему проему	1—1,5	Нет
7	Меднение цианистое	То же	То же	1—1,5	»
8	Обезжиривание:				
	а) бензином	Бензин	Нижняя	0,5	»
	б) хлорированными углеводородами	Пары хлорированных углеводородов	»	0,7	»
	в) электролитическое	Туман щелочей	Верхняя	0,3—0,5	»
9	Свинцевание	Свинец	По всему проему	1,5	»
10	Травление:				
	а) азотной кислотой	Пары кислоты и окислы азота	То же	0,7—1	»
	б) соляной »	Пары и туман кислоты	»	0,5—0,7	»
11	Хромирование	Хромовый туман, ангидрид хромовой кислоты	»	1—1,5	»
12	Цинкование цианистое	Пары синильной кислоты	»	1—1,5	»
		III. Операции различного характера			
13	Гидропескоструйная очистка	Силикатная пыль	По периметру закрытого проема	1—1,5	»
14	Металлизация распылением	Пыль металлов	По периметру закрытого проема	1—1,5	»
15	Ручное смешивание, развеска и расфасовка сыпучих материалов, приготовление шихты	» обрабатываемого материала	По всему проему	0,5—1,2	»
16	Пайка свинцом или третником	Пары и аэрозоли свинца	То же	0,5—0,7	»
17	Сварка мелких изделий	Аэрозоль металла	Верхняя	По L	Да
18	Работы в лабораторных шкафах	Различные пары и газы	По всему проему	0,3—0,5	»

В камерах для пульверизационной окраски изделий рабочий должен находиться снаружи или в открытом проеме камеры. Отверстия для отсоса воздуха следует располагать возможно ближе к местам окраски, сзади изделий и напротив рабочего проема. Размер отсасывающих отверстий определяется по скорости 3—5 *м/сек* в их габаритном сечении.

Подача изделий в камеру и операция с ними внутри камеры должны быть механизированы.

Воздух, отсасываемый из камер, должен очищаться от аэрозоли краски, что делается, как правило, в гидрофильтрах, располагаемых непосредственно у воздухоприемных отверстий.

Гидрофильтр состоит из пространства, орошаемого водой, сепаратора для задержания капелек воды и бака-отстойника для сбора воды и задержанной краски.

Вода направляется против потока воздуха или перпендикулярно ему.

В гидрофильтре окрасочной камеры для изделий средних размеров (рис. 11.16) устанавливается два ряда форсунок У-1 с диаметром сопла не менее 3 *мм*. Размеры гидрофильтра определяются по скорости прохода воздуха через орошаемое пространство (4—

Таблица 11.7

Скорости в проемах окрасочных кабин и камер

Способ окраски	Характеристика лакокрасочных материалов	Скорость воздуха в *м/сек*
Кистевой, валиками, вальцами, окунанием и обливанием	Не содержат ароматических углеводородов	0,5
То же	Содержат ароматические углеводороды	1
Пульверизационный	Не содержат ароматических углеводородов и свинцовых соединений	1
То же	Содержат свинцовые соединения или ароматические углеводороды	1,3

5 *м/сек*) и через габаритное сечение сепаратора (не более 3 *м/сек*).

Расход воды принимается 1—3 *л* на 1 *м*³ воздуха. Вода, как правило, рециркулирует, подается к форсункам насосом и периодически заменяется чистой.

Средние скорости в рабочих проемах камер выбираются в зависимости от способа окраски и состава красок по табл. 11.7. Окраска производится через открытый рабочий прием, против которого в задней стенке камеры располагается воздухоприемное отверстие, закрытое краскоулавливающей решеткой. Воздух промывается водой, распыляемой двумя рядами форсунок, и проходит пластинчатый сепаратор для отделения из воздуха капельной влаги с оставшимися частицами краски.

Камеры для окраски изделий на конвейере состоят, как правило, из проходного коридора с воздухоприемником, расположенным по всей длине одной из его сторон на высоте 0,6—0,8 *м* от пола. Типичной для конвейерного производства является камера, приведенная на рис. 11.17. Окраска проводится двумя рабочими при непрерывном движении изделия.

На рис. 11.18 показана открытая сверху окрасочная камера с нижним отсосом. Изделия устанавливаются на решетчатом стеллаже по центру воздухозаборного отверстия, откуда воздух направляясь по подпольному каналу, очищается и затем удаляется через вертикальную шахту вентилятором.

В электроокрасочных камерах распыливаемая краска направляется на изделие под влиянием разности потенциала. Объем воздуха, отсасываемого из камер, определяется по скорости 0,4—0,5 *м/сек* в открытых проемах и проверяется на разбавление паров растворителей из расчета 100 *м*³/*ч* воздуха на 1 *л* испаряющихся растворителей.

Е. АКТИВИРОВАННЫЕ МЕСТНЫЕ ОТСОСЫ

Местные отсосы активируются плоскими и компактными приточными струями, которые захватывают окружающий воздух и направляют его к местному отсосу.

Приточная струя должна проходить в зоне вредных выделений и направляться к центру всасывающего отверстия, причем количество отсасываемого воздуха должно превышать количество воздуха, поступающего с приточной струей.

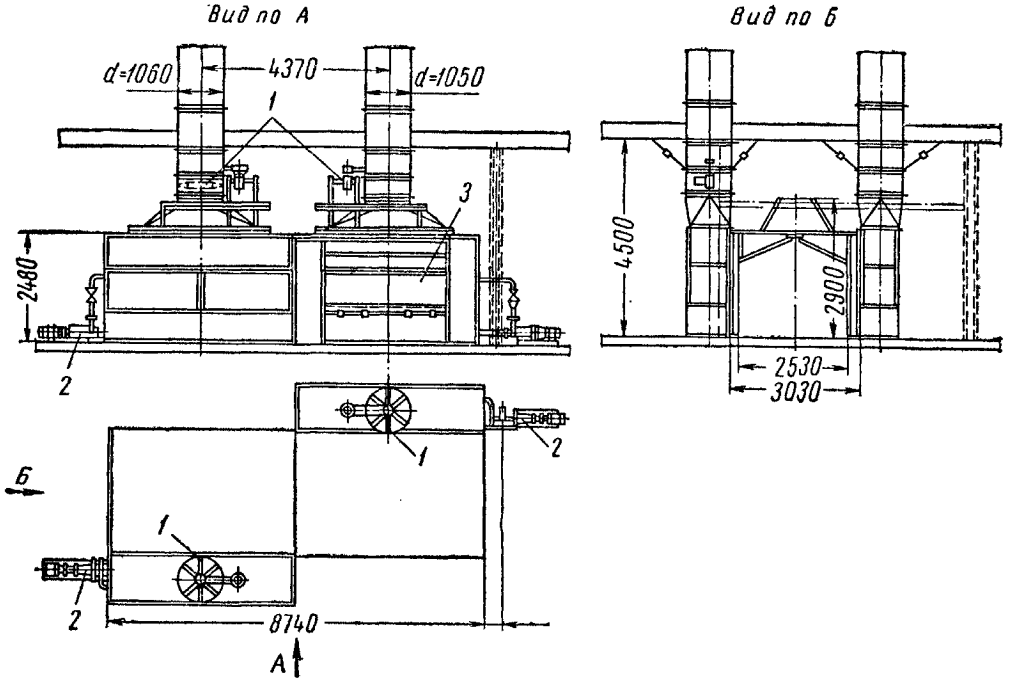


Рис. 11.17. Камера для окраски с шахматным расположением отсосов и гидрофильтров

1 — осевой вентилятор, диаметром 1000 *мм*, с электродвигателем; *2* — центробежный насос с электродвигателем; *3* — гидрофильтр

Бортовой отсос активируется плоской приточной струей, вытекающей из щели с борта ванны, противоположного отсосу (рис. 11.19, *а*). Может также применяться сдувка вредностей компактной струей при отсосе в высокорасположенное вытяжное отверстие (рис. 11.19, *б*).

Зонты активируются поддувом по периметру (рис. 11.19, *в*), а панельные отсосы — поддувом вдоль панели сверху (рис. 11.19, *г*) с удалением воздуха на уровне верха источника.

Устойчивость системы «приточная струя — местный отсос» относительно неорганизованных потоков воздуха, возникающих в помещении, определяется величиной скорости на оси воздушного потока в «критическом сечении», в котором влияние приточной струи уже ослаблено, а действие местного отсоса еще не велико.

Эту скорость следует обеспечивать в пределах 1—2 *м/сек*, однако она не должна быть меньше скорости распространения локализуемых вредных выделений.

Ширину приточной щели не следует делать меньше 5 *мм*, а щели местного отсоса — менее 50 *мм*. Скорость выхода приточного воздуха при активированных отсосах у ванн не следует делать более 10 *м/сек* во избежание образования волн на поверхности жидкости.

Для аэродинамического расчета активированных местных отсосов следует пользоваться формулами, приведенными в табл. 11.8.

Пример 11.5. Рассчитать активированный бортовой отсос (рис. 11.8, *а*) для ванны обезжиривания с раствором фосфористого натрия с температурой 80° С. Ширина ванны $B=1{,}5$ *м*, длина $l=2{,}5$ *м*. Щели для подачи и удаления воздуха располагаются по длинным сторонам ванны.

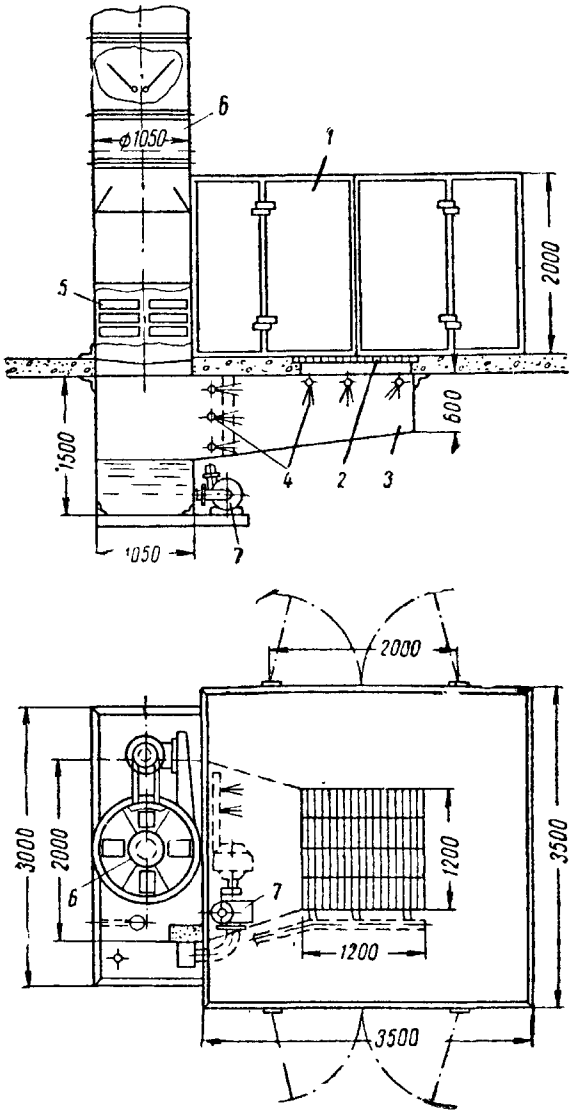


Рис. 11.18. Камера для окраски с нижним отсосом

1 — боковое ограждение камеры; *2* — воздухозаборное отверстие; *3* — подпольный канал; *4* — форсунки, распыливающие воду; *5* — сепаратор; *6* — осевой вентилятор с электродвигателем; *7* — центробежный насос с электродвигателем

Решение. Приточная плоская струя ограничена с одной стороны. Расчет ведем по формулам табл. 11.8.

Расстояние от приточного отверстия до критического сечения

$$x_{кр} = 0{,}875B = 0{,}875 \cdot 1{,}5 = 1{,}31 \text{ м}.$$

Осевую скорость приточной струи в критическом сечении принимаем равной 2 *м/сек*.

Среднюю скорость в приточном отверстии принимаем равной $v_1=6$ *м/сек*, тогда ширина приточной щели

$$b_1 = 0{,}066 \cdot 1{,}5 \left(\frac{2^2}{6}\right) = 0{,}011 \text{ м}.$$

Скорость всасывания назначаем в пределах 2—3 $v_{мин}$ и принимаем ее равной $v_2=5$ *м/сек*, тогда ширина всасывающей щели

$$b_2 = 0{,}101 \cdot 1{,}5 \frac{2}{5} = 0{,}062 \text{ м}.$$

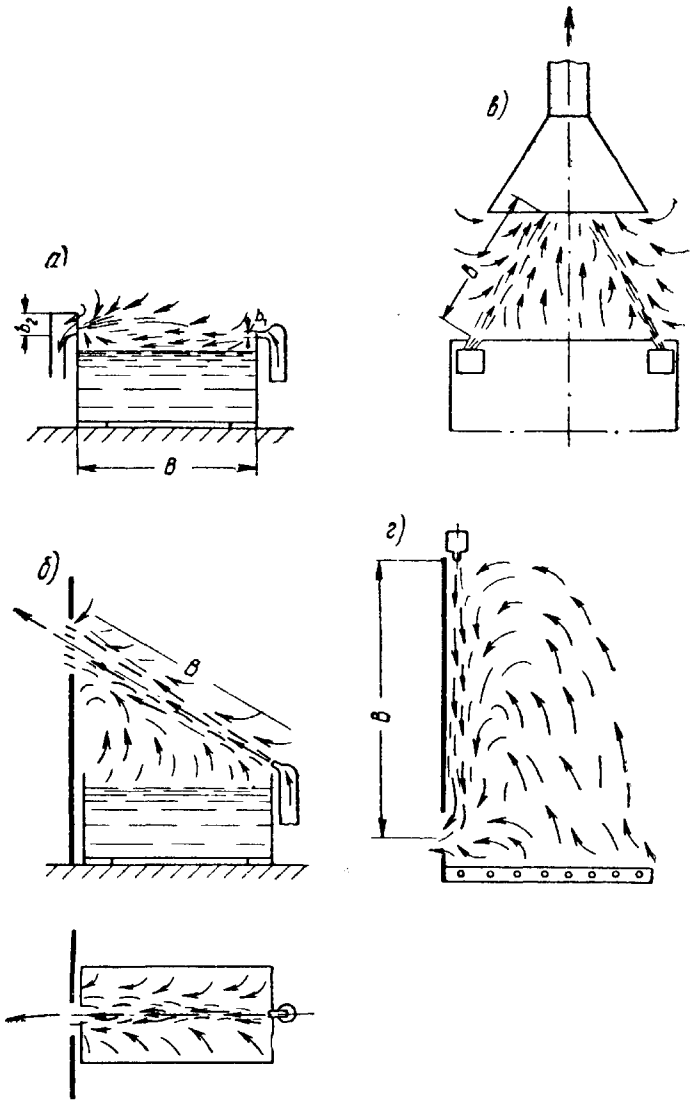


Рис. 11.19. Схемы местных активированных отсосов

а — активированный бортовой отсос; *б* — активированный панельный отсос (сдув компактной струей); *в* — активированный отсос через зонт; *г* — активированный панельный отсос со щелевым поддувом вдоль панели

Часовой объем приточного воздуха

$$L_1 = 236 \cdot 1{,}5 \cdot 2{,}5 \left(\frac{2}{6}\right)^2 = 590 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Часовой объем отсасываемого воздуха

$$L_2 = 364 \cdot 1{,}5 \cdot 2{,}5 \cdot 2 = 2740 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

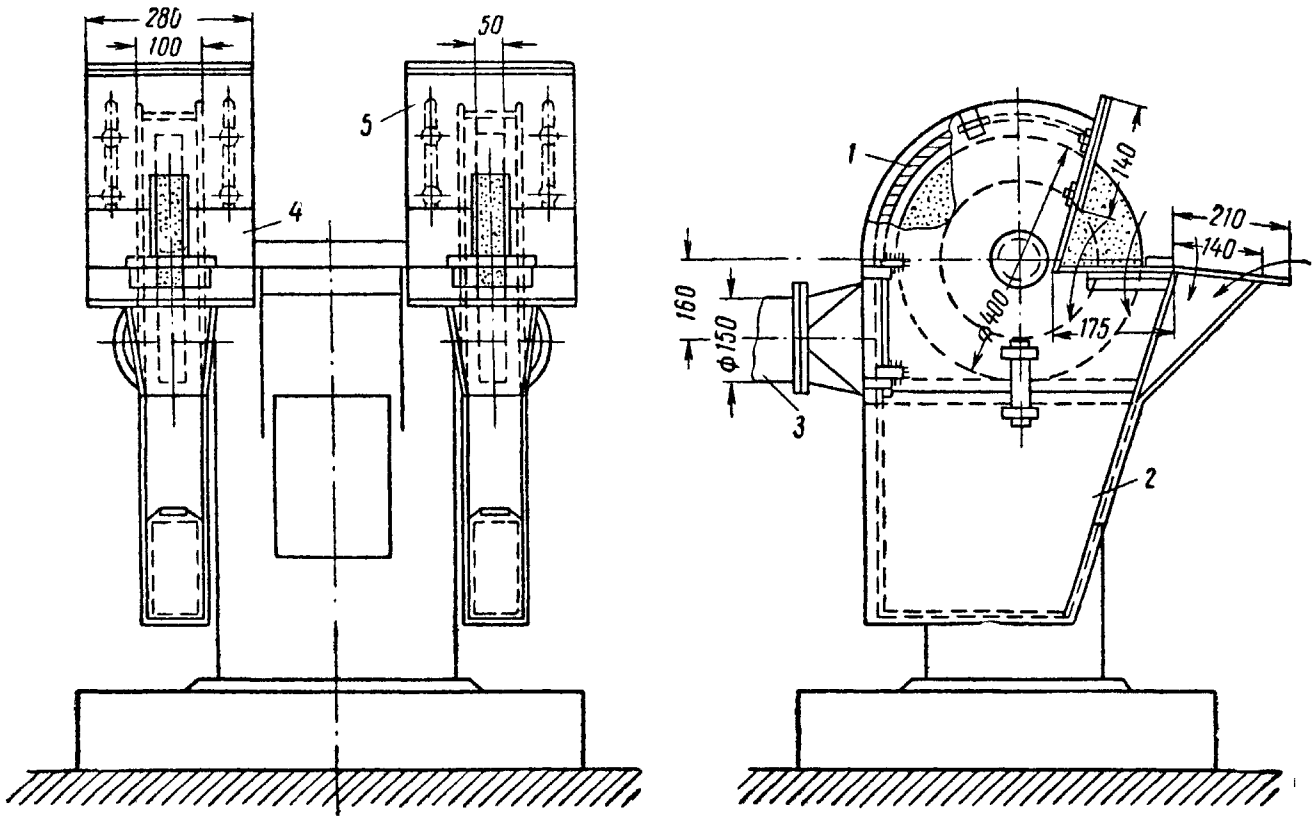


Рис. 11.20. Схема кожуха пылеприемника ВЦНИИОТ для заточных станков

1 — кожух пылеприемника; *2* — бункер первой ступени очистки; *3* — отсасывающий патрубок; *4* — неподвижный щиток; *5* — регулируемый щиток

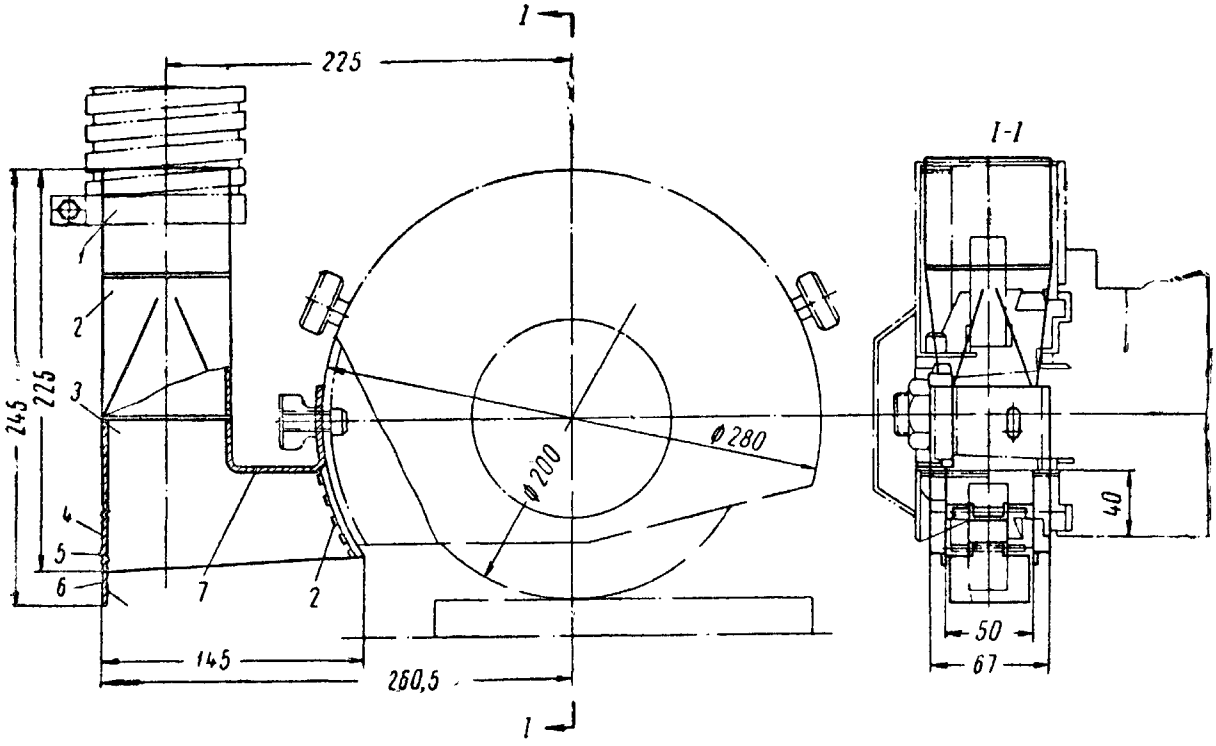


Рис. 11.21. Защитно-обеспыливающий кожух к плоскошлифовальному станку типа СК-371

1 — отсасывающий патрубок; *2* — переход с круглого на прямоугольное сечение; *3* — корпус отсоса; *4* — верхний фартук; *5* — ось; *6* — нижний фартук; *7* — корпус передней стенки

Таблица 11.8

Формулы для расчета активированных местных отсосов

Рассчитываемый параметр	Приточная струя не ограничена поверхностями (рис. 11. 19, *б*, *в*)	Приточная струя полуограничена (рис. 11. 19, *а*, *г*)
Отсосы круглого сечения с поддувом из сопла		
Расстояние от приточного отверстия до критического сечения в *м*	$x_{крит} = 0{,}848\ B$	$x_{крит} = 0{,}848\ B$
Диаметр отверстия в *м*:		
приточного	$d_1 = 0{,}138\ B \frac{v_{мин}}{v_1}$	$d_1 = 0{,}098\ B \frac{v_{мин}}{v_1}$
всасывающего	$d_2 = 0{,}196 B \sqrt{\frac{v_{мин}}{v_2}}$	$d_2 = 0{,}138 B \sqrt{\frac{v_{мин}}{v_2}}$
Количество воздуха в *м*³/*ч*:		
приточного	$L_1 = 55\ B^2 \frac{v^2_{мин}}{v_1}$	$L_1 = 27\ B^2 \frac{v^2_{мин}}{v_1}$
отсасываемого	$L_2 = 109\ B^2 v_{мин}$	$L_2 = 54\ B^2\ v_{мин}$
Отсосы щелевидной формы с поддувом из щели		
Расстояние от приточного отверстия до критического сечения в *м*	$x_{крит} = 0{,}878\ B$	$x_{крит} = 0{,}875\ B$
Ширина щели в *м*:		
приточной	$b_1 = 0{,}131\ B \left(\frac{v_{мин}}{v_1}\right)^2$	$b_1 = 0{,}066 B \left(\frac{v_{мин}}{v_1}\right)^2$
всасывающей	$b_2 = 0{,}202 B \frac{v_{мин}}{v_2}$	$b_2 = 0{,}101 B \frac{v_{мин}}{v}$
Количество воздуха в *м*³/*ч*:		
приточного	$L_1 = 473\ Bl \frac{v^2_{мин}}{v_1}$	$L_1 = 236 Bl \frac{v^2_{мин}}{v_1}$
отсасываемого	$L_2 = 720\ Blv_{мин}$	$L_2 = 364\ Blv_{мин}$

B — расстояние между приточными и вытяжными отверстиями или щелями в *м*;
l — длина приточной и вытяжной щели в *м*;
v_1 — средняя скорость воздуха в приточной щели или отверстии в *м/сек*;
v_2 — средняя скорость воздуха во всасывающей щели или отверстии в *м/сек*;
$v_{мин}$ — скорость на оси потока в критическом сечении.

11.2. КОЖУХИ-ВОЗДУХОПРИЕМНИКИ

А. КОЖУХИ-ВОЗДУХОПРИЕМНИКИ ДЛЯ АБРАЗИВНЫХ СТАНКОВ

Кожухи-воздухоприемники у сухих вращающихся дисков абразивных и шлифовальных кругов устраиваются для защиты рабочего не только от пыли, но и от травм, поэтому они называются защитно-обеспыливающими.

Защитный кожух делается из листовой стали толщиной от 2 до 3,5 *мм*. Кожух должен иметь рабочее отверстие минимальных размеров с фланцами шириной, равной ширине отверстия, и фартуками, отражающими пылевой факел, состоящий из двух пылевых потоков: основного, направленного касательно к окружности абразивного круга, и малого, движущегося по окружности в сторону вращения круга.

Объем воздуха, отсасываемого от кожухов сухих абразивных кругов, определяется большей из величин $L_{к1}$ или $L_{к2}$, $L_{к1}$ или $L_{к3}$, $L_{к1}$ или $L_{к4}$:

для любых кругов

$$L_{к1} = 360\ Fv_0\ м^3/ч; \qquad (11.17)$$

для заточных и шлифовальных станков с абразивными кругами

$$L_{к2} \approx 2d\ м^3/ч; \qquad (11.18)$$

для полировальных станков с войлочными кругами

$$L_{к3} \approx 4d\ м^3/ч; \qquad (11.19)$$

для полировальных станков с матерчатыми кругами

$$L_{к4} \approx 6d\ м^3/ч, \qquad (11.20)$$

где $v_0 = 0{,}25\ v_к$ при направлении пылевого факела непосредственно в отверстие кожуха и 0,3—0,4 $v_к$ при направлении пылевого факела вдоль засасываемого отверстия кожуха в *м/сек*;
$v_к$ — максимальная окружная скорость вращения круга в *м/сек*;
F — площадь живого сечения отверстия кожуха в *м*²;
d — диаметр круга в *мм*.

В защитно-обеспыливающем кожухе для заточного станка (рис. 11.20) предусмотрено отделение крупных частиц от воздуха в специальном ловителе. При этом

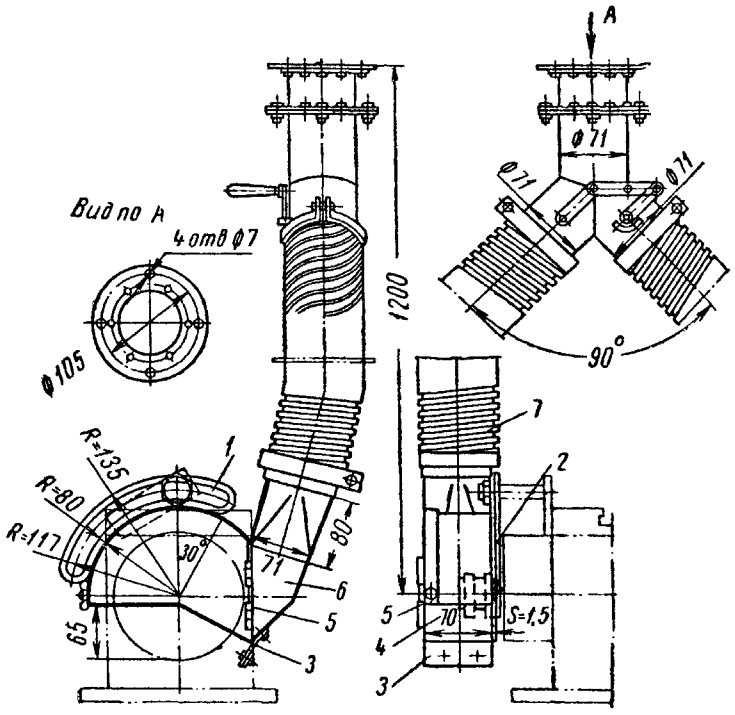


Рис. 11.22. Защитно-обеспыливающий кожух универсально-заточного станка модели ЗА-64

1 — дуговой вырез; *2* — задняя стенка кожуха; *3* — фартук; *4* — боковая крышка кожуха; *5* — петли; *6* — отсасывающий патрубок; *7* — гибкий алюминиевый шланг

в воздуховоды попадает и транспортируется по ним только мелкая пыль.

Коэффициент местного сопротивления кожуха, отнесенный к скорости в отсасывающем патрубке, $\zeta = 1{,}5$.

Для транспортирования пыли, отсасываемой от абразивных станков по воздуховодам, следует принимать скорость воздуха 17—20 *м/сек*.

Защитно-обеспыливающий кожух (рис. 11.21) плоскошлифовального станка (модель СК-371) при наибольшем диаметре круга 200 *мм* и 2930 *об/мин* требует отсоса 360 *м³/ч* со средней скоростью всасывания 10—11 *м/сек* при скорости в гибком рукаве $v = 20$ *м/сек*.

Коэффициент местного сопротивления, отнесенный к скорости в гибком рукаве, $\zeta = 3$.

Защитно-обеспыливающий кожух (рис. 11.22) универсального заточного станка с поворотным столом (модель 3А-64) при наибольшем диаметре круга 150 *мм* и скорости вращения 30 *м/сек* требует отсоса воздуха 280—360 *м³/ч*, что соответствует скорости 15—20 *м/сек* в воздуховоде $d = 74$ *мм*.

Коэффициент местного сопротивления кожуха, отнесенный к скорости в воздуховоде, $\zeta = 3$.

Б. КОЖУХИ-ВОЗДУХОПРИЕМНИКИ ДЛЯ МЕТАЛЛООБРАБАТЫВАЮЩИХ СТАНКОВ

Входное отверстие кожухов следует располагать встречно к направлению движения потока стружек и пыли на расстоянии не более половины его высоты.

Приемники должны быть конструктивно связаны с приспособлениями для закрепления режущего инструмента или составлять их неотъемлемую часть и не затруднять наблюдения за зоной резания и съема режущего инструмента для заточки.

Приемники на токарных станках встраиваются в державки режущего инструмента (рис. 11.23) и применяются для удаления стружки и пыли при отрезке труб и стержней небольшого диаметра из хрупких цветных сплавов и неметаллических материалов. Рекомендуется приближать отсос к резцу на расстояние $l < h$ (рис. 11.24).

В. КОЖУХИ-ВОЗДУХОПРИЕМНИКИ ДЛЯ СТАНКОВ, ОБРАБАТЫВАЮЩИХ ГРАФИТНО-УГОЛЬНЫЕ ИЗДЕЛИЯ

Местные отсосы для станков, обрабатывающих графитно-угольные изделия крупных размеров, должны рассчитываться на улавливание и удаление не только графитно-угольной пыли, но и большого количества крупной стружки весом до 10—15 *г*. Кратковременные весовые концентрации отсасываемой смеси могут достигать 10 *кг/кг*.

Местный отсос для обдирки графитных электродов диаметром 150—500 *мм* выполняется в виде приемной коробки размером 220×120 *мм* (рис. 11.25), причем резец крепится к ее корпусу. Объем отсасываемого воздуха составляет 550 *м³/ч* при скорости 33 *м/сек* в отводящем патрубке. Сопротивление отсоса 45 *кг/м²*.

Местный отсос для обдирки, торцовки и внутренней расточки графитно-угольных изделий диаметром 200—300 *мм* выполняется в виде трубы диаметром 100 *мм* со срезанным краем (рис. 11.26). Резец крепится к трубе и имеет три режущие кромки: первой кромкой производится обдирка электрода, второй — торцовка и третьей — внутренняя расточка; образующаяся пыль попадает внутрь трубы воздухоприемника.

Объем отсасываемого воздуха составляет для операций: обдирки 700 *м³/ч* при скорости в отводящем патрубке 36,5 *м/сек* и сопротивлении 84 *кг/м²*; торцовки 660 *м³/ч* при 34,5 *м/сек* и 100 *кг/м²*; внутренней расточки 400 *м³/ч* при 21,5 *м/сек* и 142 *кг/м²*.

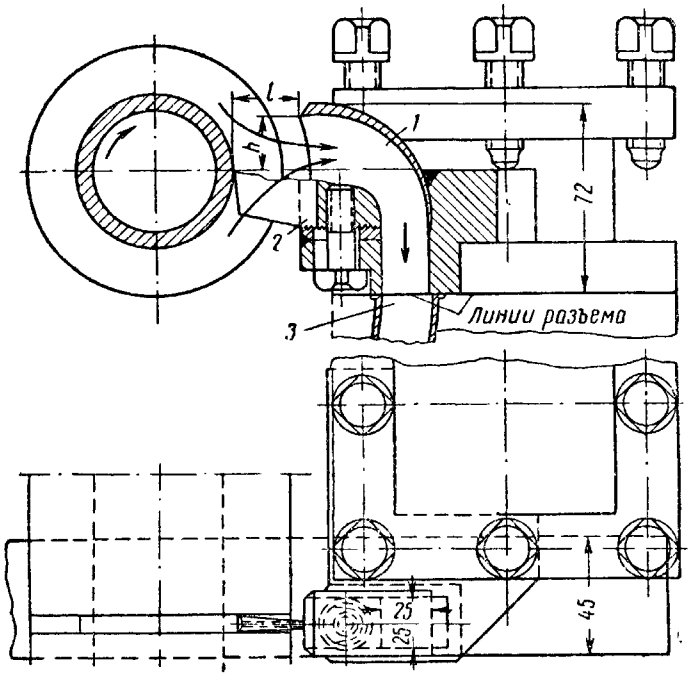


Рис. 11.23. Схема пылестружкоприемника ВЦНИИОТ для отрезных работ

1 — пылестружкоприемник; *2* — отрезной резец; *3* — вытяжной патрубок

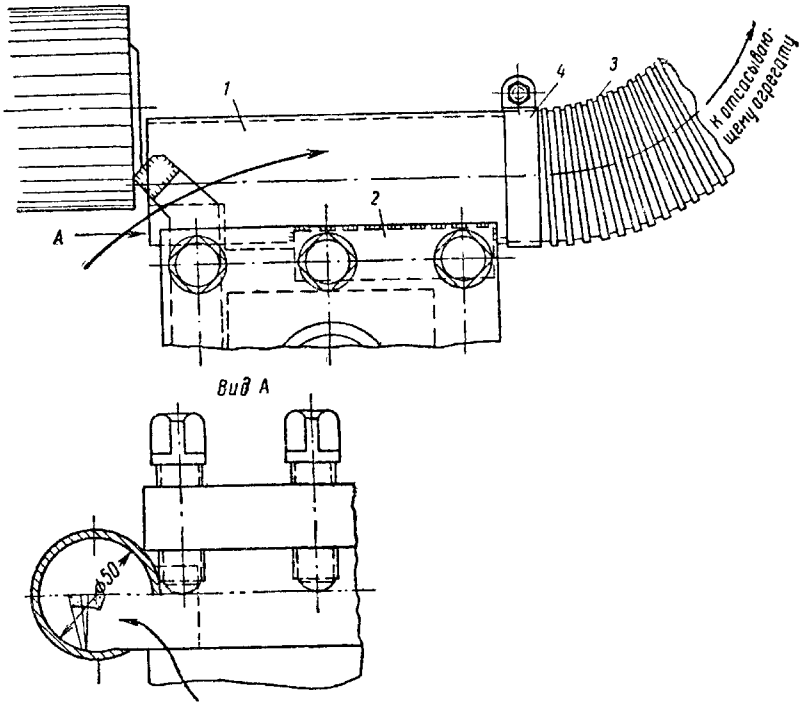


Рис. 11.24. Схема пневматического пылестружкоприемника ВЦНИИОТ-10

1 — приемная труба $d = 53$ *мм*; *2* — державка; *3* — гибкий рукав $D = 50$ *мм*; *4* — зажим гибкого рукава

Местный отсос для внутреннего фрезерования изделий выполняется из газовой трубы, согнутой под углом 90° (рис. 11.27). Через колено в трубу пропущен вал фрезы. Труба вместе с фрезой располагается внутри ниппельного гнезда обрабатываемого электрода.

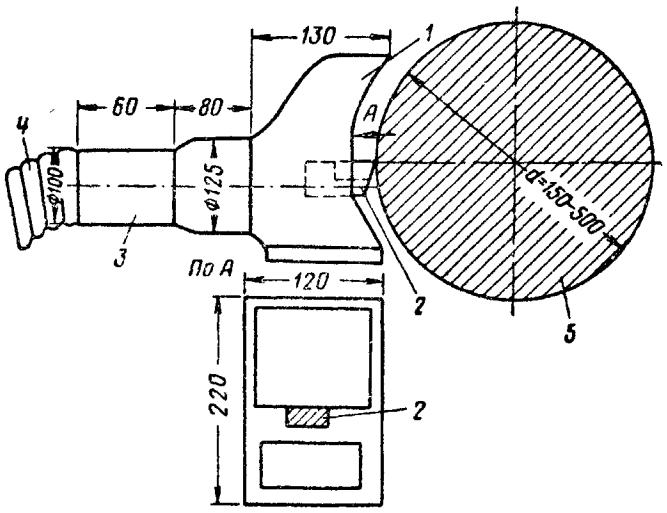


Рис. 11.25. Местный отсос для обдирки графитно-угольных электродов

1 — приемная коробка; *2* — резец; *3* — отводящий патрубок; *4* — гибкий шланг; *5* — обрабатываемое изделие

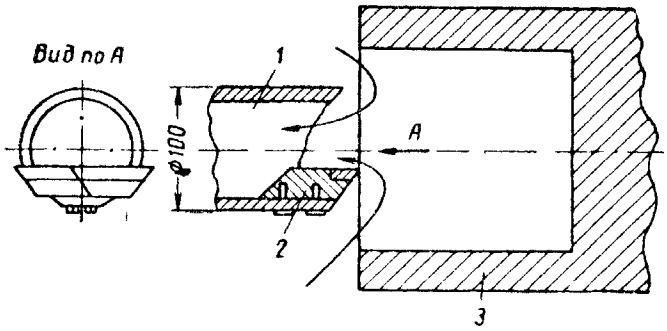


Рис. 11.26. Местный отсос для обдирки, торцовки и внутренней расточки изделий

1 — пылевоздухоприемник; *2* — резец; *3* — обрабатываемое изделие

Воздух отсасывается через кольцевой зазор между фрезой и стенками трубы. Отсос имеет сменный патрубок, укрывающий фрезу. Объем отсасываемого воздуха 750 *м*³/*ч* при скорости в отводящем патрубке 39 *м/сек* и сопротивлении 30 *кг/м*².

Г. КОЖУХИ-ВОЗДУХОПРИЕМНИКИ ДЛЯ СВАРОЧНЫХ РАБОТ

Для подвижных электросварочных постов применяются стационарные вакуум-насосные установки с малогабаритными местными отсосами, прикрепленными к электрододержателю и перемещающимися вместе со сварочным электродом, например пылегазоприемник ЛИОТ (рис. 11.28), выполненный в виде воронки с косым срезом, которая крепится присосом на расстоянии

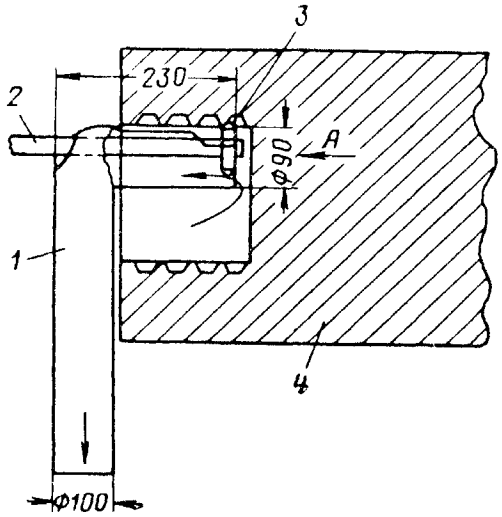


Рис. 11.27. Местный отсос для внутреннего фрезерования графитно-угольных изделий

1 — пылевоздухоприемник; *2* — вал фрезы; *3* — фреза; *4* — обрабатываемое изделие

100—150 *мм* от места сварки и соединяется с воздуховодами шлангом диаметром 32 *мм*. Расход воздуха 100—150 *м*³/*ч*.

На рис. 11.29 приведен щелевой приемник для сварочных автоматов, разработанный ВЦНИИОТ. Приемник улавливает пыль и газы, содержащие фтористые соединения, выделяющиеся от места горения сварочной дуги.

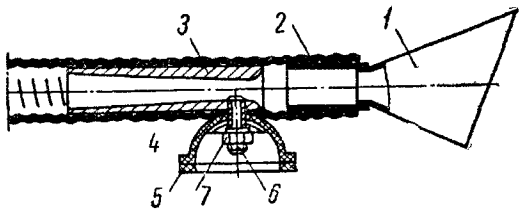


Рис. 11.28. Пылегазоприемник ЛИОТ с пневматическим присосом

1 — пылегазоприемник; *2* — пылесосный шланг; *3* — диффузор; *4* — резиновая полусфера; *5* — кольцо из пористой резины; *6* — полая втулка; *7* — гайка

В нижней плоскости приемника имеется щель переменной ширины длиной 250 *мм*, которая располагается на высоте 40 *мм* над слоем флюса.

Объем удаляемого воздуха в зависимости от режима сварки приводится в табл. 11.9.

Таблица 11.9

Объем удаляемого воздуха газопылеприемником ВЦНИИОТ для автоматической сварки

Сила тока в *а*	Объем удаляемого воздуха в *м*³/*ч*
До 300	80
„ 600	100
„ 1000	120

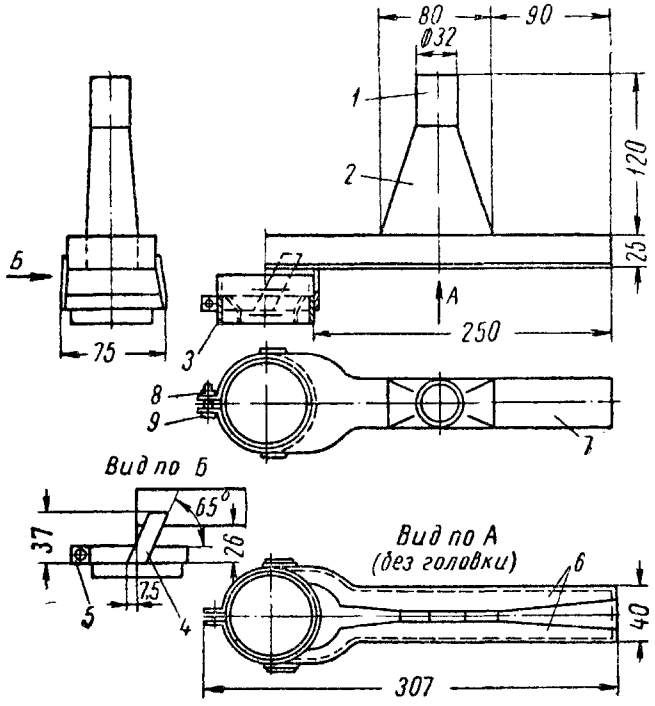


Рис. 11.29. Местный пылегазоприемник ВЦНИИОТ для автоматической сварки под флюсом

1 — трубка; *2* — раструб; *3* — кольцо; *4* — планка; *5* — хомутик; *6* — дно; *7* — каркас; *8* — гайка; *9* — винт

11.3. АСПИРИРУЕМЫЕ УКРЫТИЯ

Аспирируемые укрытия применяются с целью обеспыливания. Разрежение внутри укрытия поддерживается для того, чтобы через неплотности укрытия всасывался воздух со скоростями, препятствующими проникновению пыли в помещение.

Практически разрежение принимается от 3 до 15 *кГ/м²* и достигает даже 25 *кГ/м²*.

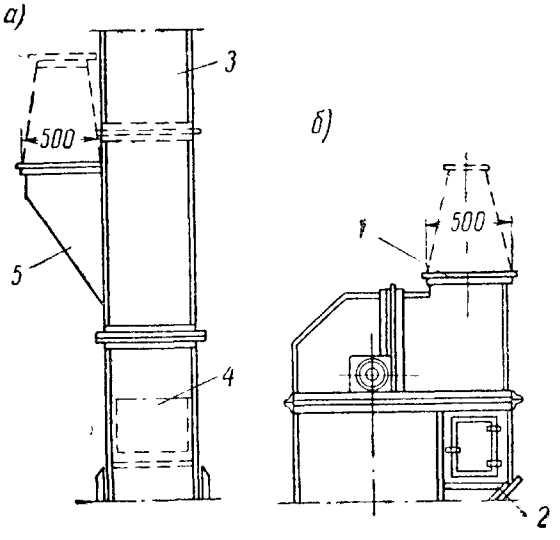


Рис. 11.30. Отсос от элеватора

1 — отсос от головки элеватора; *2* — разгрузочная течка; *3* — кожух элеватора; *4* — загрузочная течка; *5* — отсос от башмака элеватора

Пылящая аппаратура должна быть тщательно герметизирована, иметь емкости в местах повышенного давления и отбойные щиты, отклоняющие токи запыленного воздуха в желательном направлении.

Отверстия укрытий, через которые отсасывается воздух, не должны находиться в непосредственной близости к местам загрузки материала, а скорости в них следует принимать не более 1 *м/сек* при молотых материалах крупностью 0—1 *мм* и не более 2 *м/сек* — при кусковых материалах. В бункерах и укрытиях большой

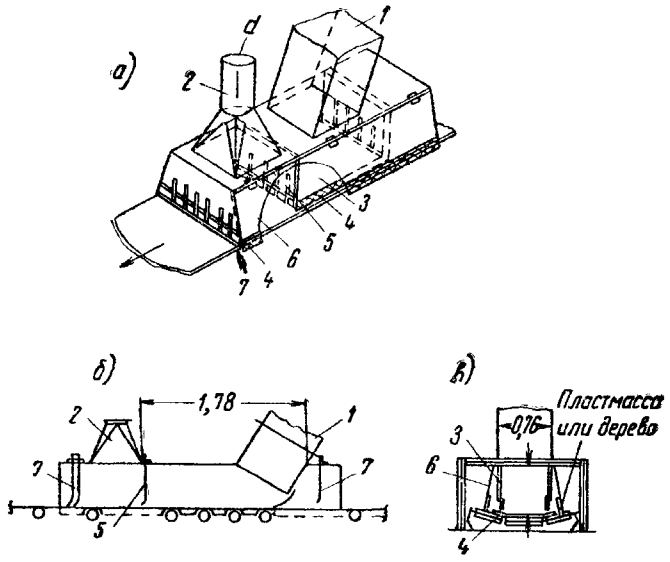


Рис. 11.31. Отсос от места перегрузки с двойными укрытиями

а — аксонометрия; *б* — продольный разрез; *в* — поперечный разрез; *1* — течка; *2* — вентиляционный отсос; *3* — боковые стенки внутреннего укрытия; *4* — полосовая резина; *5* — фартук в передней стенке башмака; *6* — боковые стенки наружного укрытия на петлях; *7* — уплотняющие фартуки

емкости скорости в вытяжном отверстии не регламентируются.

Укрытия технологического оборудования и транспортных устройств следует герметично соединять между собой.

В качестве регулирующих приспособлений устанавливаются специальные клапаны, позволяющие сохранять неизменными объемы воздуха, проходящего по отдельным участкам сети.

При транспортировании холодных материалов аспирационный отсос надлежит присоединять к боковой стенке кожуха элеватора на 1,5—2 *м* выше основания загрузочной течки (рис. 11.30, *а*), а у элеваторов высотой более 18 *м* и при транспортировании нагретых материалов следует делать аспирационный отсос и у головки элеватора (рис. 11.30, *б*).

Элеваторы следует герметично соединять с загрузочными и разгрузочными течками.

При загрузке шнека через течку высотой более 0,5 *м* следует на его крышке устанавливать емкое аспирируемое укрытие, удаляя аспирационную воронку от места загрузки на расстояние, равное ширине корпуса шнека.

Места загрузки материалов на ленточные конвейеры следует оборудовать местными отсосами с двойными укрытиями по схеме на рис. 11.31 и отбойными фарту-

ками для уменьшения объема воздуха, просасываемого через загрузочную течку.

При пересыпке зернистых и молотых материалов с высоты до 3 *м* по наклонным течкам допускается устройство укрытий с одинарными стенками (рис. 11.32), если не встречается препятствий к увеличению объема воздуха, просасываемого через течку.

Укрытие щековой дробилки устраивается над загрузочным отверстием, имеет съемный верх и смотровой проем для наблюдения за поступлением материала в дробилку. Аспирационный отсос следует присоединять к боковой несъемной части укрытия.

Укрытием валковой дробилки является сам кожух дробилки, к верхней части которого присоединяется аспирационный отсос.

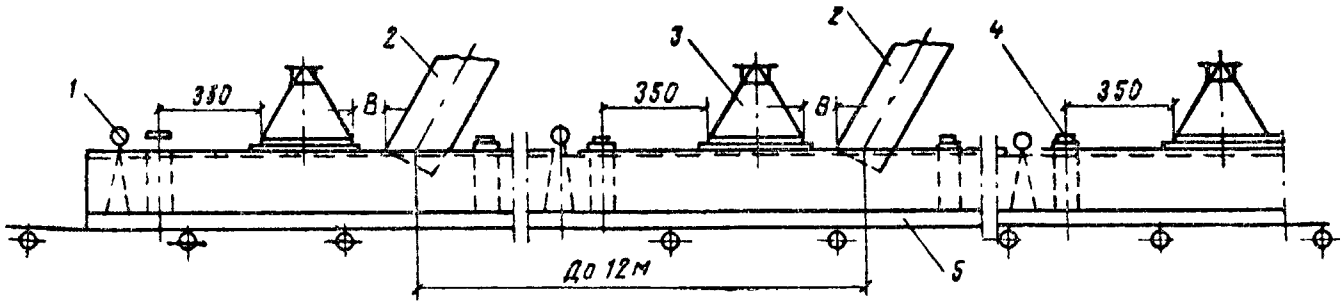


Рис. 11.32. Сплошное укрытие конвейера

1 — труба с отверстиями для увлажнения материала; *2* — течка; *3* — вентиляционный отсос; *4* — двойной уплотняющий щиток; *5* — уплотнения укрытия

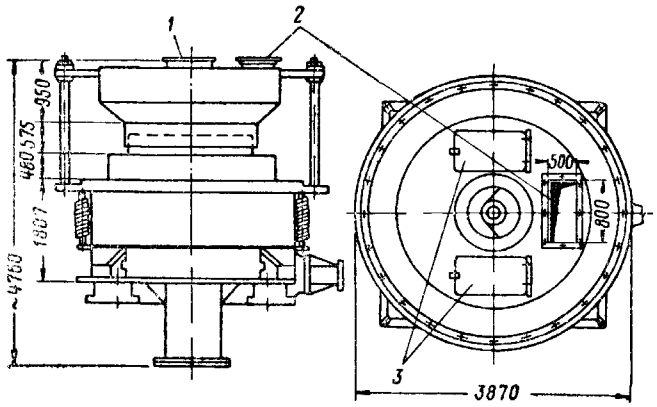


Рис. 11.33. Укрытие загрузочной части конусной дробилки

1 — загрузочное отверстие; *2* — вентиляционный отсос; *3* — герметические люки

Конусные дробилки среднего и мелкого дробления (рис. 11.33) оборудуются разъемным укрытием, герметично присоединяемым к загрузочной коробке.

Укрытием молотковой дробилки является сам кожух дробилки (рис. 11.34). Для снижения давления воздуха в бункере под дробилкой, возникающего при холостом ходе, следует устраивать обводные трубы, соединяющие загрузочную течку с полостью дробилки у оси вращения ротора. Сечение обводных труб назначают исходя из 0,05 $м^2$ на каждые 100 *т* установочной часовой производительности дробилки. Примыкание течек к загрузочным отверстиям дробилок должно осуществляться тангенциально и по направлению вращения ротора.

Грохоты следует заключать в стационарные емкие укрытия (рис. 11.35) разборной конструкции, имеющие горловины для присоединения загрузочных и разгрузочных течек и аспирационных отсосов. В укрытиях предусматриваются отверстия с дверками для смены решеток.

Очистные (галтовочные) барабаны для чугунного литья, металлических изделий, прошедших термическую обработку, и изделий из пластмасс обеспыливаются с помощью местного отсоса, присоединяемого к полой оси. Количество отсасываемого воздуха

$$L = 1800\, d \ м^3/ч, \qquad (11.21)$$

где d — диаметр барабана в *м*.

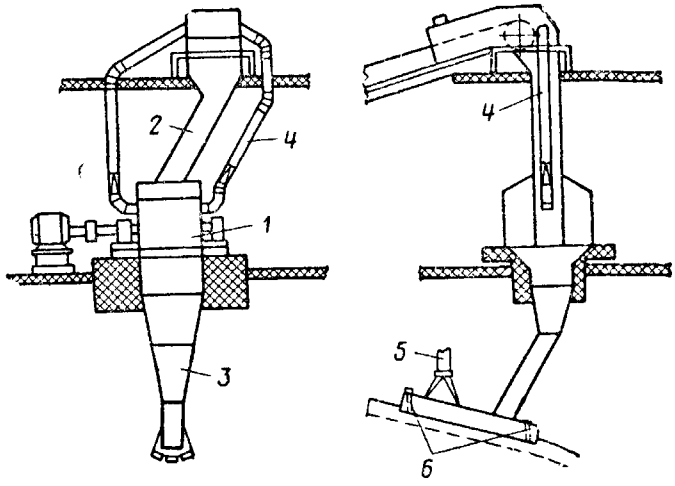


Рис. 11.34. Схема отсоса от молотковой дробилки

1 — дробилка; *2* — загрузочная течка; *3* — разгрузочный бункер; *4* — обводные трубы; *5* — вентиляционный отсос; *6* — шторки в укрытии транспортера

Скорость воздуха в полой оси 7—10 *м/сек*, разрежение в пылевой коробке 60 $кг/м^2$.

Суммарная площадь отверстий во внутренних перфорированных стенках барабана должна быть больше удвоенной площади сечения полой оси. На выходе пыльного воздуха должен быть установлен уловитель крупной пыли емкостью, равной 15% емкости барабана.

Таблица 11.10

Формулы для определения объемов воздуха, отсасываемого из укрытий

Место установки укрытия (прием материала)	Условия подачи материала	Данные об укрытиях	Объем воздуха в $м^3/ч$, верхняя формула — по заданной $W_н$ $м^3/ч$, нижняя — по ширине B $м$ и скорости ленты $v_л$ $м/сек$		Скорость в неплотностях в $м/сек$	Примечания
			$L_э$	$L_н$		
Узел загрузки ленточных конвейеров	Через течки с конвейеров, питателей, из сепараторов, из надрешетной части грохотов и валковых дробилок Из конусных дробилок, подрешеточной части грохота, пластинчатых питателей и элеваторов Из щековых дробилок	Уплотненный башмак течек (одинарные укрытия)	$0{,}12W_м v_к$ или $36B^2v_к v_п m$ $0{,}2\ W_м v^2_к$ или $60B^2v^2_к v_л m$ $0{,}4W_м v_к^2$ или $120B^2v^2_к v_л m$	$2400F_н v_к = 480B^2v_к k_у$	$0{,}65v_к$	—
Бункер или замкнутая полость	Думпкарами, вагонами и автосамосвалами Реверсивным конвейером	Укрытие с разгрузочным проемом Укрытие кабинного типа Уплотнение загрузочных щелей конвейерными лентами	— $2{,}1W_м$ $630B^2v_л$	$3600F_н$ $3600F_н$ $3600F_н$ или $110Bl$	1	l — общая длина каждой загрузочной щели в $м$
	Саморазгружающейся тележкой	Уплотнение загрузочных щелей конвейерными лентами	$(7{,}0—0{,}0025W_м)W_м$ или $225B^2 v_л(9{,}4—B^2v_л)$	$3600F_н$ или $80Bl+900B^2$	1	Величина $80B\,l$ подсос через щели и $900B^2$ — подсос через загрузочное отверстие
	Через течку из конвейера, из валковой дробилки	Плотный бункер с открытыми проемами площадью $F_н$	$0{,}12\,W_м v^2_к + W_м$ или $36B^2v_л m(v^2_к+8{,}3)$	$3600F_н$		
	Из конусных дробилок и подрешеточный продукт грохота	То же	$0{,}2W_м v^2_к + W_м$	$3600F_н$		
Грохоты	Через течки, питатели	Укрытие, установленное на раме грохота	$0{,}12W_м v^2_к$ или $36B^2v^2_к v_п m$	$100(a+b)v_к$	$0{,}65v_к$	a и b — ширина и длина грохота
	Из конусных дробилок и пластинчатых питателей	Укрытие кабинного типа, не связанное с конструкцией грохота		$4800F_н$	1,3	
		Укрытие, установленное на раме грохота	$0{,}2W_м v^2_к m$	$100(a+b)v_к$	$0{,}65v_к$	
		Укрытие кабинного типа, не связанное с конструкцией грохота		$4800F_н$	1,3	
Конусные дробилки — загрузочная часть	Из течек питателей	Кожух над верхом дробилки	$0{,}12W_м v^2_к$	$2400v_к F_н$ или $250dv_к$	$0{,}65v_к$	d — диаметр дробилки; $F_н=0{,}063\,d$
Щековые дробилки, загрузка	Из пластинчатых конвейеров	Укрытие с легкосъемным верхом и проемом для наблюдения размером $a\times 0{,}3\,b$	$0{,}2W_м v^2_к$	$4800F_н$ или $2000\,(a+b)$	1,3	a и b — размеры зева дробилки (a — наибольший размер)

Продолжение табл. 11.10

Место установки укрытия (прием материала)	Условия подачи материала	Данные об укрытиях	Объем воздуха в $м^3/ч$, верхняя формула — по заданной $W_н$ $м^3/ч$, нижняя — по ширине B $м$ и скорости ленты $v_л$ $м/сек$		Скорость в неплотностях в $м/сек$	Примечания
			$L_э$	$L_н$		
Валковые дробилки, загрузка	Из течек	**Плотные присоединения с расширением для** отсасывающей воронки	$0{,}15W_м v_к^2$	—	$0{,}65v_к$	—
Сепараторы магнитные	Из течек и питателей	Сплошной кожух	$0{,}12W_м v_к^2$	$100F_у$	$1{,}3F_у$	Суммарная площадь стенок кожуха
Пластинчатые конвейеры	Из дробилок	Укрытие кабинного типа	$0{,}2W_м v_к^2$	$4800F_н$	1,3	—
Шнеки	Из течек питателей	Плотное присоединение к шнеку	$0{,}06W_м v_к^2$	$10l$	0,26	l — длина шнека
Элеваторы	То же	Отсос от кожуха элеватора	$0{,}12W_м v_к^2$	$60ah$	1,3	a — наибольший размер элеватора в плане в $м$; h — высота элеватора в $м$

Примечания: 1. При устройстве укрытий конвейеров с кольцевой камерой объем отсасываемого воздуха принимать равным половине от определенного для одинарных укрытий, но при отсутствии фартука с передней стороны уменьшения объема не производить.

2. m — отношение количества материала, поступающего в укрытие, к общему количеству материала, поступающего на данный конвейер, если он загружается в нескольких точках;

$k_у$ — коэффициент для непроходных укрытий на конвейерах, равный 1, и для проходных — 1,35;

$F_н$ — площадь неплотностей и открытых проемов в $м^2$;

$v_к$ — скорость движения материала при входе в аспирируемую полость.

Таблица 11.11

Значения коэффициента k_m

Схема поворота	Угол поворота β в *град*											
	0	10	20	30	40	45	50	60	70	75	80	90
	*При уменьшении угла наклона*											
	1,0	0,97	0,93	0,85	0,75	0,69	0,63	0,45	0,25	0,175	0,1	
	*При увеличении угла наклона*											
	1,0	0,99	0,94	0,87	0,76	0,71	0,64	0,50	0,34	0,25	0,17	0

Объемы воздуха, отсасываемого от других укрытий, следует определять по формулам, приведенным в табл. 11.10, как сумму, которая складывается из объема воздуха, вносимого в укрытие поступающим материалом ($L_э$), и объема ($L_н$), просасываемого через неплотности укрытия для предотвращения выбивания пыли в помещение:

$$L_а = L_э + L_н \ м^3/ч, \qquad (11.22)$$

причем, как правило:

$$L_э = \varphi_1(W_м, v_н) \text{ или } \varphi_2(B^2, v_к, v_п, m);$$
$$L_н = \varphi_3(v_к, F_н, k_у),$$

где $W_м$ — объем поступающего материала в $м^3/ч$ принимается по технологическому заданию, а при ориентировочных расчетах — по производительности конвейеров:

$$W_м = 3600 B^2 v_л \ м^3/ч, \qquad (11.23)$$

где B — ширина ленты конвейера в $м$, причем для укрытий конвейеров в расчет принимается ширина ленты, на которую поступает материал;

$v_л$ — скорость движения ленты в $м/сек$.

$$v_к = \sqrt{(v_{нач} k_m)^2 + 19{,}62H(1 - 1{,}2f \operatorname{ctg} \alpha)} \ м/сек, \qquad (11.24)$$

где $v_{нач}$ — начальная скорость движения материала в загрузочной течке в *м/сек*; принимается равной нулю при подаче материала в течку с конвейеров из конусных и щековых дробилок, сепараторов и грохотов, но при подаче материала из валковых дробилок:

$$v_{нач} = \frac{3{,}14Dn}{60} \text{ м/сек}, \qquad (11.25)$$

D — диаметр дробящих валов в *м*;
n — число оборотов вала в *об/мин*;
k_m — коэффициент, учитывающий уменьшение скорости падения материала при изменении направления его движения (излом течек), по табл. 11.11;
H — высота падения материала на расчетном участке в *м*;
f — коэффициент трения падающего материала о поверхность течки принимается по табл. 11.12;
α — угол наклона расчетного участка течки к горизонтали в *град*.

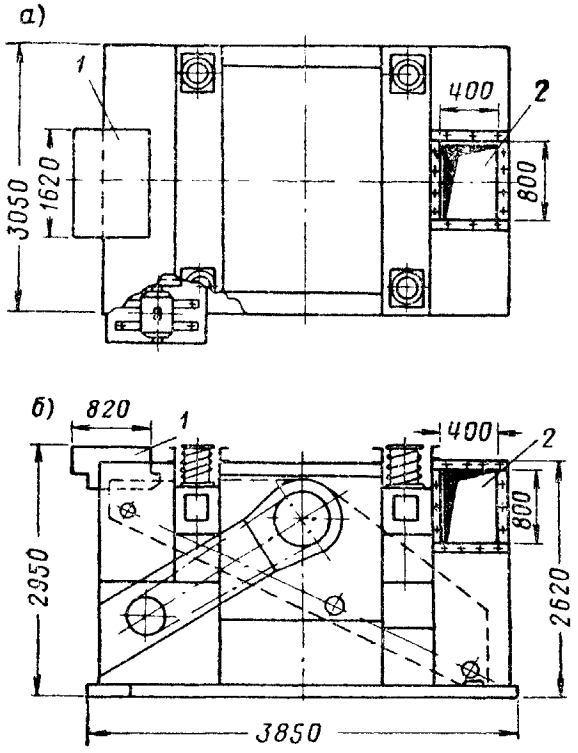


Рис. 11.35. Укрытие вибрационного грохота

а — вид сбоку; *б* — план; *1* — загрузочная коробка; *2* — фланец для присоединения вентиляционного отсоса (неиспользованное отверстие зашивается)

Таблица 11.12

Коэффициент трения f различных материалов о сталь

№ п/п	Материал	Удельный вес в $т/м^3$	Коэффициент трения	
			в движении	в покое
1	Гипс	0,8 —1,6	0,61	—
2	Глина	0,48—1,8	0,75	—
3	Глинозем порошкообразный	1,02—1,05	0,42	—
4	Гравий, земля, песок	1,5 —1,9	0,58	1
5	Земля формовочная	0,84—1,3	0,46	—
6	Зола (сухая)	0,4 —0,6	0,47	0,84
7	Известняк	1,19—2	0,58	—
8	Камень, клинкер	0,5 —2	0,58	1
9	Кокс	0,36—0,53	0,57	1
10	Криалит	0,84—0,98	0,55	—
11	Нефелиновый концентрат	1,1 —1,26	0,52	—
12	Руда железная	1,6 —2,4		
13	» медная	1,87	0,58	1,2
14	» марганцевая	1,7 —1,9		
15	Соль поваренная	0,72—1,28	0,49	—
16	Сода кальцинированная	0,5 —1,25	0,56	—
17	Спек дробленый	1,4 —1,42	0,51	—
18	Торф	0,29—0,5	0,51	—
19	Уголь каменный, бурый воздушно-сухой	—	0,58	1
20	Уголь антрацит	—	0,29	0,84
21	Фтористый алюминий	0,79—0,81	0,58	—
22	Цемент	0,9 —1,6	0,45	—
23	Шлак, каменная соль	0,6 —1	0,7	1,2
24	Щебень	1,32—2	0,47	0,42—0,49

Таблица 11.13

Расчетные объемы воздуха, аспирируемого от укрытий некоторых типов оборудования

Место установки	Характеристика оборудования и укрытия (B, *мм*; v, *м/сек*; α, °С; $F_н$, $м^2$)	Оборудование, подающее руду в укрытие, в $м^3/ч$	Объем подаваемого материала $W_м$ в $м^3/ч$	Скорости входа материала в укрытие $v_к$ в *м/сек*	Оптимальный объем воздуха $L_а$ в $м^3/ч$	Расчетный объем аспирируемого воздуха в $м^3/ч$			Примечание
						$L_э^р$	$L_н^р$	$L_а^р$	
Конвейер	B=1600 $v_л$=1,6 α=90 $F_н$=0,445	Конвейер	1200	6,4	11 000	6 000	7 500	13 500	—
»	B=1600 $v_л$=1,6 α=90 $F_н$=0,7	»	1200	4,85	10 000	3 400	5 700	9 100	—
»	B=2000 $v_л$=1 $F_н$=0,1	Вибропитатель	1110	3,92	5 430	2 200	7 200	9 400	Укрытие тщательно уплотнено

Продолжение табл. 11.1

Место установки	Характеристика оборудования и укрытия (B, *мм*; v, *м/сек*; α, °С; $F_н$, *м²*)	Оборудование, подающее руду в укрытие, в *м³/ч*	Объем подаваемого материала $W_м$ в *м³/ч*	Скорости входа материала в укрытие $v_к$ в *м/сек*	Оптимальный объем воздуха $L_а$ в *м³/ч*	Расчетный объем аспирируемого воздуха в *м³/ч*			Примечание
						$L_э^р$	$L_н^р$	$L_а^р$	
Реверсивный конвейер	B=2000 $v_л$=1 $F_н$=0,125	Конвейер	1110	5,73	15 200	4 700	14 200	18 900	—
Дробилка конусная среднего дробления	B=2200 α=90 $F_н$=0,12	»	200	7,7	3 800	1 450	4 200	5 700	—
Бункер	$F_н$=0,82	2 конусные дробилки 1500/180	2000	9,2	20 200	16 000	3 000	19 000	—
Бункер	B=1600 $v_л$=1,3 $F_н$=0,582	Конвейер	980	7,75	8 600	8 200	2 100	10 300	—
Каскад дробилок среднего и мелкого дробления КЮГОК-2:									
а) загрузка дробилки КСП	$F_н$=0,37	»	220	6,1	14 200	1 000	5 300	6 300	Материал подается в дробилку по открытому лотку
б) загрузка грохота	—	Дробилка КСД	220	7,06	10 600	2 200	8 200	10 400	—
в) сборный конвейер	B=1600 $v_л$=1,5 $F_н$=0,33	Дробилка КМД-5	140+80	9,2	14 200	4 000	14 600	18 600	Укрытие тщательно уплотнено

В течках, имеющих изломы и повороты, определение скорости $v_к$ ведется путем последовательного расчета для каждого прямого участка начиная от места подачи материала.

Для упрощения расчетов скорости v на рис. 11.36 приводится вспомогательный график для определения слагаемых подкоренного выражения.

При объединении нескольких бункеров, разделенных стенками, общим аспирационным отсосом проемы в разделяющих стенках следует определять исходя из скорости в сечении не более 0,8 *м/сек*, относя эту скорость к максимальному объему воздуха, проходящему из всех соседних бункеров в бункер, из которого сделан отсос.

Сечения всех проемов между бункерами принимаются одинаковыми и равными отверстию в стенке бункера, из которого сделан отсос.

Объемы воздуха, вычисленные по приведенным формулам для укрытий некоторых типов оборудования, приведены в табл. 11.13.

ГЛАВА 12

ПНЕВМАТИЧЕСКИЙ ТРАНСПОРТ ОТХОДОВ ДЕРЕВООБРАБОТКИ

12.1. ВНУТРИЦЕХОВОЙ ПНЕВМАТИЧЕСКИЙ ТРАНСПОРТ ОТХОДОВ ДЕРЕВООБРАБОТКИ

А. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Отходы механической обработки древесины следует отсасывать непосредственно в месте их образования и удалять пневматическим транспортом.

Приемники для отходов обычно встраиваются в конструкцию деревообрабатывающих станков и в большинстве случаев служат ограждением режущих частей станка. Улавливание древесных отходов и пыли от режущих головок станков происходит за счет воздействия воздушного потока и использования скорости движения частиц, сообщаемой частицам режущим инструментом. В районе расположения токарных и сверлильных станков, режущие головки которых не позволяют устройство приемников, а также в тех местах цеха, где скопляются стружка и опилки, следует располагать напольные приемники постоянного и периодического действия.

Аэродинамическое сопротивление приемников характеризуется коэффициентом местного сопротивления, который зависит от коэффициента входа ε, представляющего собой отношение площади живого сечения приемника к площади поперечного сечения отсасывающей трубы

$$\varepsilon = \varphi\left(\frac{f_{вх}}{f_{тр}}\right), \qquad (12.1)$$

и определяется по графику рис. 12.1.

Приемник следует проектировать так, чтобы ε был не более 1,1. Данные об основных местных отсосах от деревообрабатывающих станков приведены в табл. 12.1.

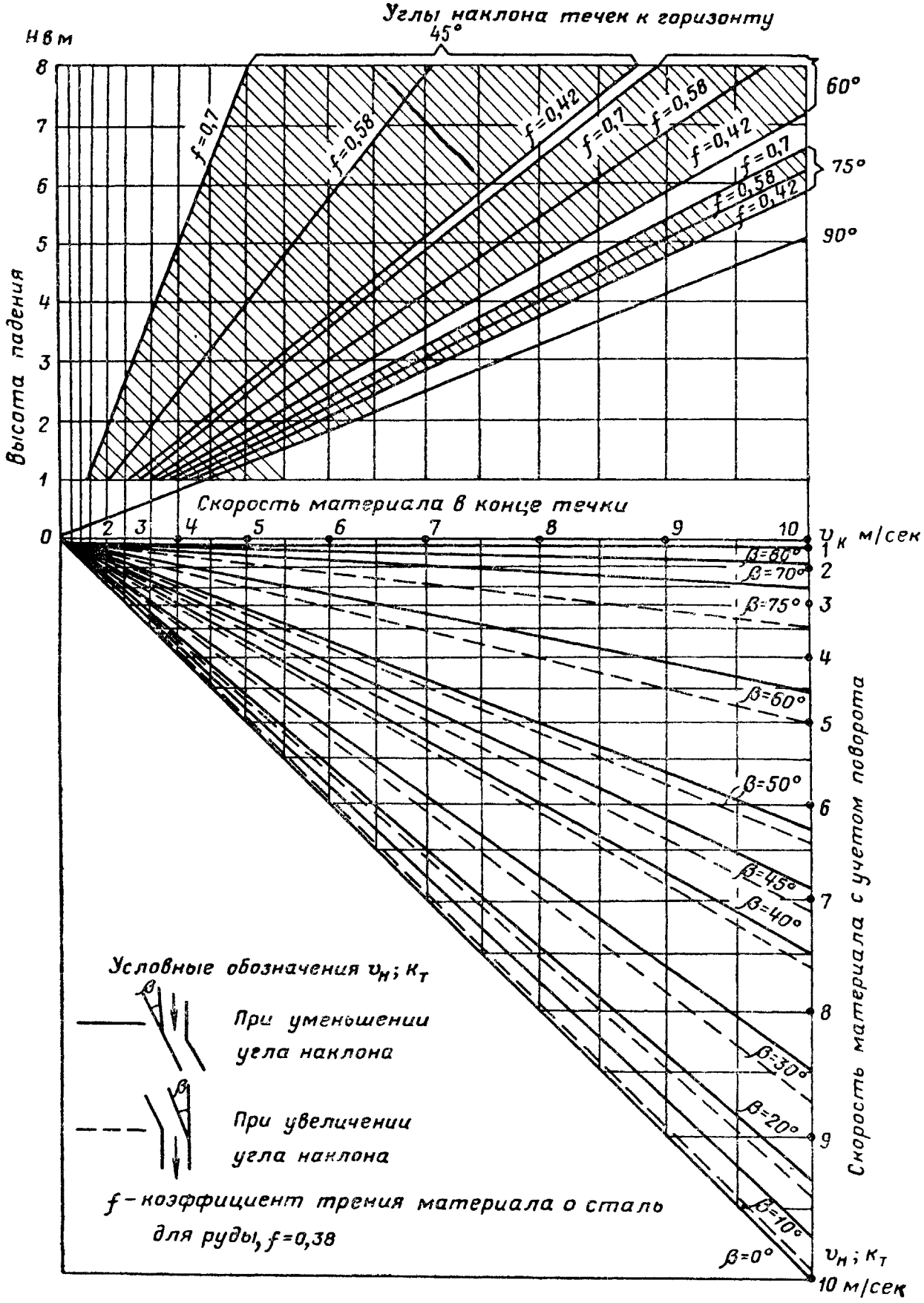


Рис. 11.36. График для определения скоростей движения материала по течкам

Магистральные воздуховоды внутрицеховой пневмотранспортной системы делаются ступенчатыми, в виде коллектора постоянного сечения с транспортером внутри, с вертикальным коллектором или с горизонтальными кустовыми сборниками.

Разветвленные системы со ступенчатым магистральным воздуховодом не позволяют менять места подключения станков и присоединять вновь устанавливаемые, поэтому в настоящее время они применяются редко, главным образом в небольших деревообделочных мастерских.

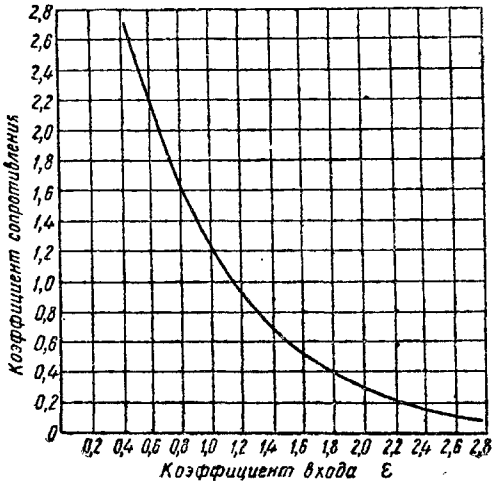


Рис. 12.1. График для определения коэффициента сопротивления

Система пневматического транспорта с магистральным коллектором постоянного сечения (рис. 12.2), к которому по всей длине подключаются трубопроводы, соединяющие приемники станков с коллектором, универсальна, так как обеспечивает возможность изменять расположение и количество станков в цехе, увеличивая по мере необходимости производительность обслуживающих вентиляторов.

В нижней части магистрального коллектора размещается ленточный транспортер, перемещающий выпадающие в коллекторе крупные частицы к задней секции и далее к вентилятору. Магистральный коллектор изготовляется из листовой стали толщиной 1,5 *мм* на сварке, длина его 60—70 *м*.

Воздуховоды от станков к магистральному коллектору присоединяются под прямым углом к его продольной оси. Лента транспортера имеет ширину около 400 *мм*. Холостая лента проходит под магистральным коллектором по роликам, отстоящим друг от друга на расстоянии 2700 *мм*. Скорость ленточного транспортера принимается от 12 до 18 *м/мин*. Для привода транспортера в коллекторе длиной до 50 *м* затрачивается около 2,5 *квт*.

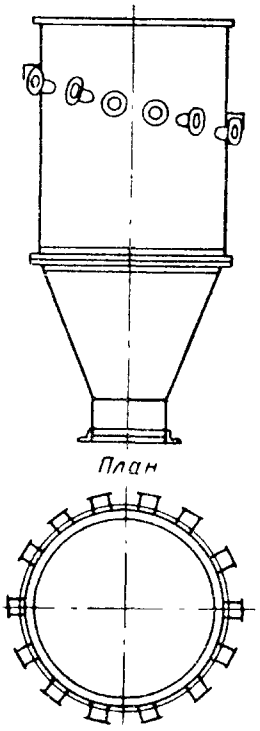


Рис. 12.3. Схема вертикального сборника кустовой системы пневматического транспорта

Недостатки универсальной системы с ленточным транспортером: громоздкость конструкции, повышенная стоимость изготовления и эксплуатации.

В мелких деревообрабатывающих цехах применяют кустовые системы с вертикальным сборником (рис. 12.3). Производительность кустовой системы с вертикальным сборником — до 18 000 *м*³/*ч*. Сборники монтируют на опорных металлоконструкциях, устанавливаемых на полу или на кронштейнах, закрепленных на стене, колонне, а также подвешивают к перекрытию.

Кустовую систему с горизонтальным сборником (рис. 12.4) применяют в случаях, когда высота помещения не допускает применения вертикального сборника.

Древесные отходы входят в широкое основание воронки со скоростью, близкой к скорости воздушного потока (14 *м/сек* и более), и за счет кинетической энергии преодолевают переходной патрубок, в котором скорость воздуха недостаточна для перемещения отходов.

Размеры горизонтального сборника подбирают по числу обслуживаемых приемников и предусматривают 1—2 запасных патрубка. Для обеспечения постоянной скорости во входном сечении воронки шиберы у приемников не устанавливают.

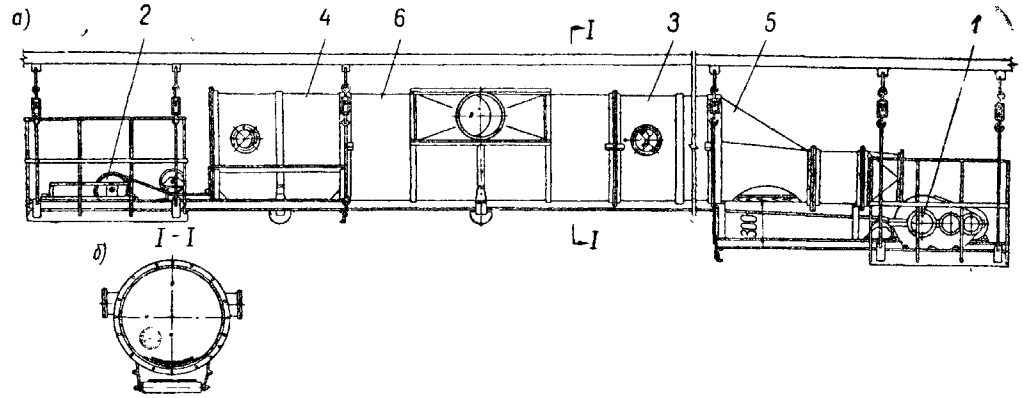


Рис. 12.2. Конструктивная схема с магистральным коллектором и ленточным механическим транспортером

а — продольное сечение коллектора; *б* — поперечное сечение коллектора; *1*—приводная станция ленточного транспортера; *2*—натяжная станция; *3* — средняя секция магистрального коллектора; *4* — задняя секция магистрального коллектора; *5* — переходная секция магистрального коллектора; *6* — секция отбора воздуха магистрального коллектора

Б. ОЧИСТКА ВОЗДУХА ОТ ОТХОДОВ

Воздух от отходов очищают, как правило, в циклонах, под которыми устанавливают бункера для сбора отходов.

Накопление древесных отходов в конической части циклона недопустимо. Разгрузочное отверстие необходимо герметично соединять с емким бункером. При принятой производительности циклона Гипродрева (приложение V) скорость воздуха в его выхлопном отверстии равна 1,5—2 *м/сек*. Коэффициент сопротивления циклона $\zeta = 1{,}3$. Основной недостаток — низкий коэффициент очистки (75—80%) и неудовлетворительное улавливание древесной пыли. Цик-

лон Гипродрева рекомендуется в качестве промежуточной грубой очистки воздуха и требует последующей очистки в тканевых или других фильтрах.

К циклону конструкции Гипродрева можно присоединять несколько систем пневматического транспорта.

Циклон конструкции Гипродревпрома (приложение V) имеет более высокий коэффициент очистки, так как воздушный поток проходит отбойные решетки сепаратора, где изменяет свое направление на 150°, при этом пыль отбрасывается в кожух циклона и происходит дополнительная очистка воздуха. Остаточная запыленность

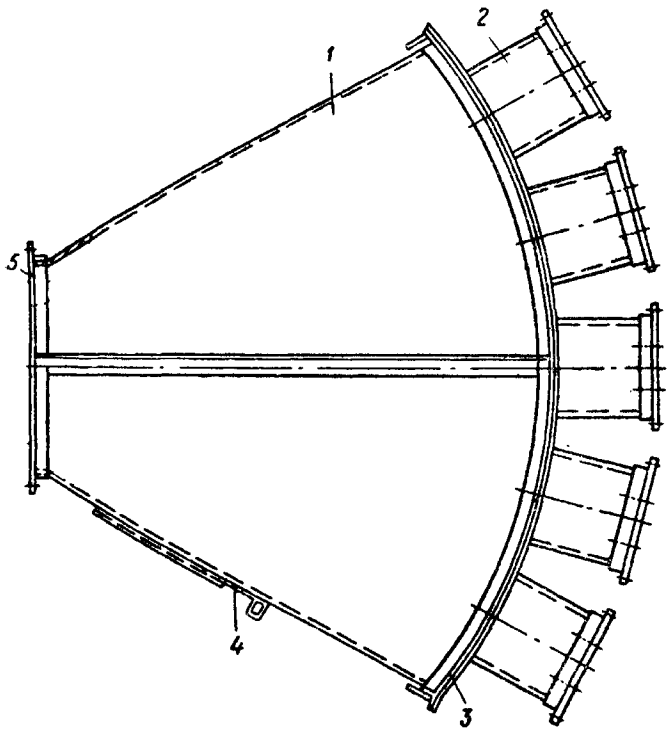


Рис. 12.4. Горизонтальный сборник кустовой системы пневматического транспорта

1 — переходной патрубок; *2* — патрубок; *3* — воронка; *4* — задвижки; *5* — петля для крепления

воздуха после циклонов этого типа, установленных на нагнетательной линии после вентилятора, составляет для опилок и стружек 10—30 *мг/м*^{3}, для древесной пыли от шлифовальных станков — 90—100 *мг/м*^{3}.

Ввиду этого обычно не требуется устройства второй ступени очистки воздуха при выбросе его в атмосферу. Коэффициент местного сопротивления циклона, отнесенный к скорости во входном патрубке, $\zeta = 5{,}4$.

Циклоны с бункерами следует располагать, как правило, на расстоянии не менее 10 *м* от здания, но допускается установка циклонов снаружи у стен зданий, если близрасположенные окна заделаны стеклоблоками.

В зависимости от числа циклонов, устанавливаемых над бункером, и количества поступающих отходов применяются бункера емкостью от 4 до 35 *м*^{3}, рассчитываемые, как правило, на суточное поступление отходов.

В. РАСЧЕТ СИСТЕМ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ТРАНСПОРТА

Расчет внутрицеховых систем пневматического транспорта заключается в определении количества транспортируемого материала и транспортирующего воздуха, скоростей воздуха, диаметров воздуховодов и потерь давления.

Количество транспортируемого материала определяют экспериментальным путем или принимают по заданию технологов. Количество транспортирующего воздуха принимают на основании табл. 12.1, где приводятся также и основные характеристики отсасывающих устройств; для станков, не указанных в этой таблице, расход воздуха принимают по паспорту станка или по аналогии с данными, приведенными в таблице.

Расчет воздуховодов систем пневматического транспорта приведен в главе 14, а выбор вентиляторов и электродвигателей — в главе 13.

Скорость транспортирующего воздуха должна быть больше скорости витания наиболее крупных и тяжелых частиц (табл. 12.1). Скорость витания v куска древесины принимают равной скорости витания шара, равновеликого ему по весу.

Для частицы шарообразной формы можно написать, что

$$v_s = \sqrt{\frac{1{,}5C\dfrac{\gamma}{2g}}{d_{ш}\gamma_{ш}}}\ м/сек, \qquad (12.2)$$

где C — коэффициент сопротивления шара, зависящий от состояния воздушного потока; для условия пневматического транспорта может быть принят равным 0,23;

γ — объемный вес воздуха в *кг/м*^{3};

$d_{ш}$ — диаметр равновеликого по весу шара в *м*;

$\gamma_{ш}$ — объемный вес древесины в *кг/м*^{3}.

При пневматическом транспорте отходов деревообработки обычно принимают скорость транспортирования

$$v_{тр} = (1{,}3 \div 1{,}5)\, v_s. \qquad (12.3)$$

12.2. МЕЖЦЕХОВОЙ ПНЕВМАТИЧЕСКИЙ ТРАНСПОРТ ОТХОДОВ ДЕРЕВООБРАБОТКИ

А. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Пневмотранспортные устройства применяются для перемещения измельченных древесных отходов по трубопроводам диаметром от 100 до 600 *мм* на расстояние до 1,5 *км* при производительности до 250 *т/ч*, как правило из мест получения измельченной древесины до пунктов потребления (цех производства плит, котельная и т. п.), погрузочных железнодорожных бункеров или водных причалов, к местам их кучевого хранения, а также при разгрузке транспорта.

Пневмотранспортные устройства подразделяются на всасывающие, нагнетательные и комбинированные (всасывающе-нагнетательные). Они бывают низкого — до 500 *кг/м*^{2}, среднего — от 500 до 2000 *кг/м*^{2} и высокого давления — более 2000 *кг/м*^{2}.

Всасывающие пневмосистемы (рис. 12.5, *а*) широко применяются для сбора измельченной древесины в деревообрабатывающих, тарных и других цехах при расстояниях транспортирования до 300 *м*, а также при разгрузке вагонов, барж и другого транспорта.

Транспортирование производится при концентрациях смеси $\mu \leqslant 0{,}6$.

В нагнетательных пневмотранспортных установках (рис. 12.5, *б*) транспортирование измельченных древесных отходов происходит в потоке сжатого воздуха, нагнетаемого воздуходувной машиной. В трубопровод материал подается загрузочным питателем. Трубопровод заканчи-

Основные характеристики отсасывающих устройств

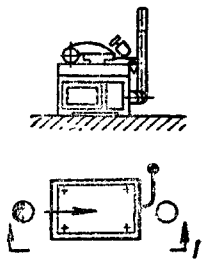
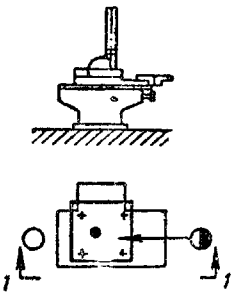
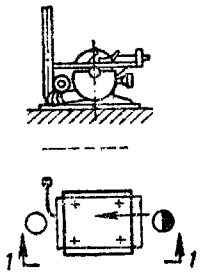
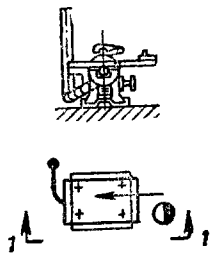
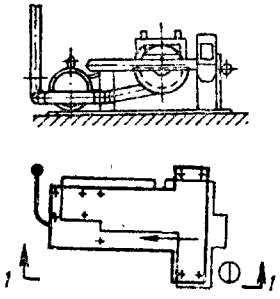
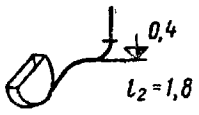
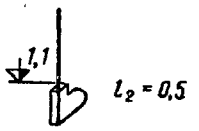
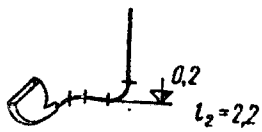
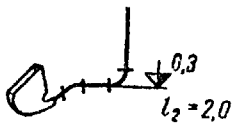
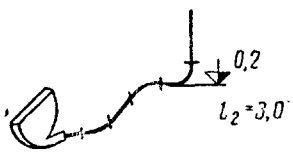
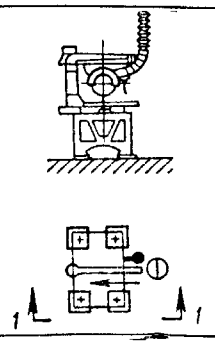
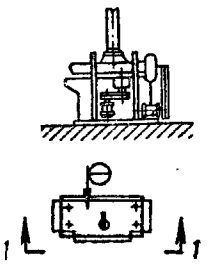
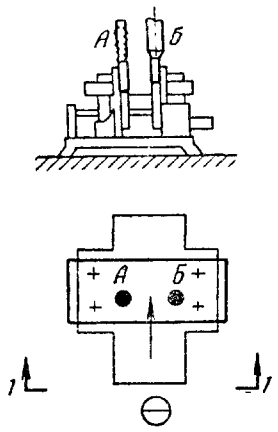
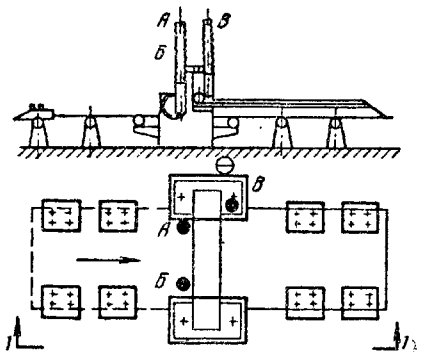
№ п/п	Станок	Марка станка	Эскиз станка и план с расположением опуска трубопровода	Характеристика станка	Количество отсосов
					Круглопильные
1	Круглопильный с автоподачей	ЦА-2		Диаметр пилы 450 *мм*	1
2	Прирезной с гусеничной подачей	ЦДК-4		То же, 400 *мм*	1
3	Круглопильный	Ц-5		То же, 500 *мм*	1
4	»	Ц-6		То же, 500 *мм*	1
5	Ребровой круглопильный	ЦР-4		Наибольший диаметр пилы 800 *мм*	1

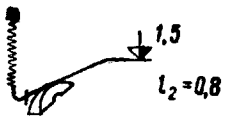
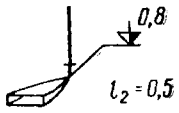
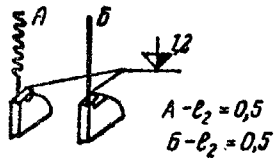
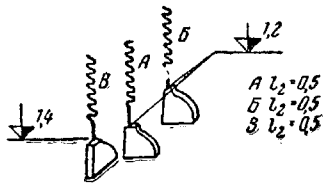
Таблица 12.1

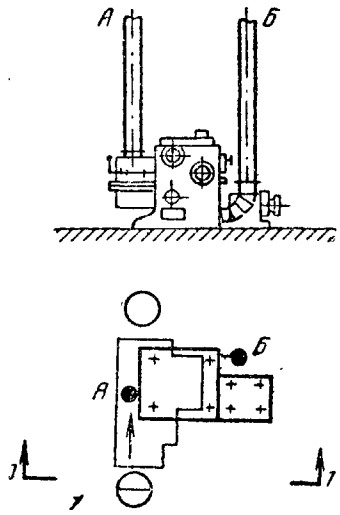
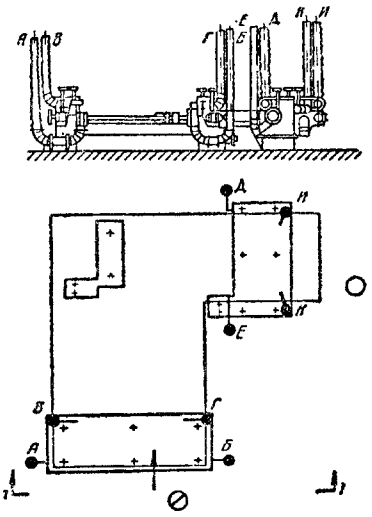
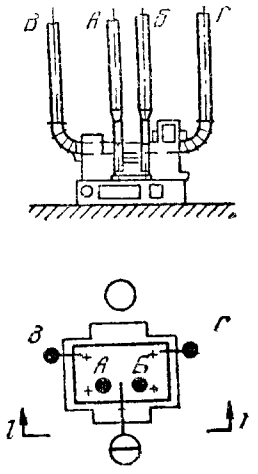
к деревообрабатывающим станкам (по данным Гипродревпрома)

Минимальные скорости в *м/сек* в трубопроводах при влажности		Минимальное количество отсасываемого воздуха в $м^3/ч$		Коэффициент местного сопротивления ζ	Вид отходов	Принципиальная схема присоединения (вид с рабочего места)
менее 20%	более 20%	от каждого приемника	всего			
станки						
15	16	840	840	1	Опилки	
15	16	840	840	1	»	
15	16	840	840	1	»	
15	16	840	840	1	»	
15	16	960	960	1	»	

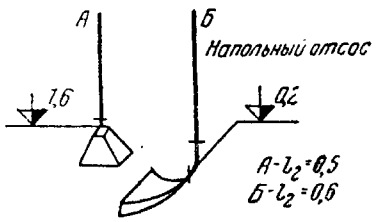
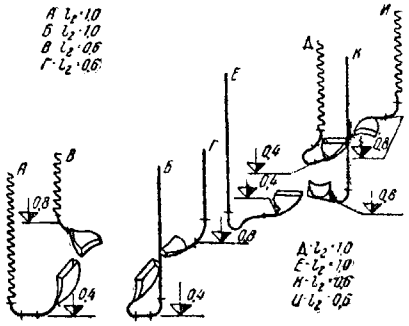
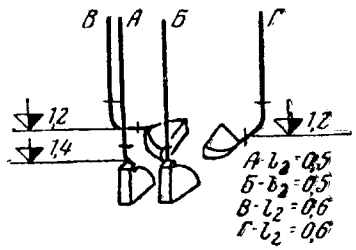
№ п/п	Станок	Марка станка	Эскиз станка и план с расположением опуска трубопровода	Характеристика станка	Количество отсосов
6	Универсальный	УН		Диаметр пилы 400 *мм*	1
7	Усовочный	УС		Диаметр дисковой фрезы 210 *мм*	1
8	Концеравнитель двухпильный	Ц2К-120		Диаметр пил 350 *мм*	2
9	Концеравнитель форматный	SFKH-3320.3		Диаметр пил: *А* — 355 *мм* *Б* — 355 » *В* — 400 »	3

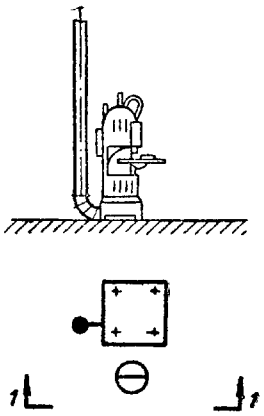
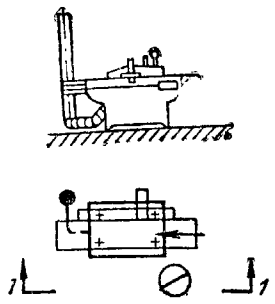
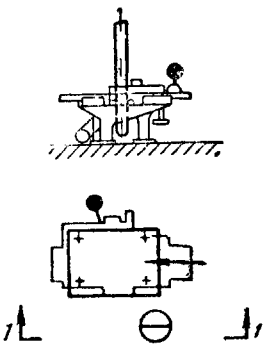
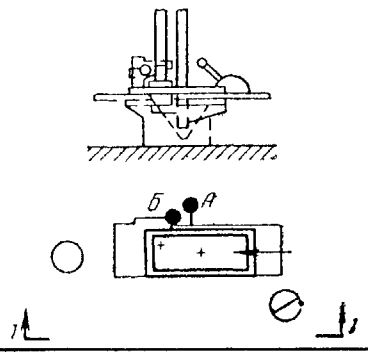
Продолжение табл. 12.1

Минимальные скорости в *м/сек* в трубопроводах при влажности		Минимальное количество отсасываемого воздуха в $м^3/ч$		Коэффициент местного сопротивления ζ	Вид отходов	Принципиальная схема присоединения (вид с рабочего места)
менее 20%	более 20%	от каждого приемника	всего			
15	16	840	840	1	Опилки	
15	16	840	840	1	»	
14	15	*А*—840 *Б*—840	1680	0,8	»	
14	15	*А*—840 *Б*—840 *В*—840	2540	0,8	»	

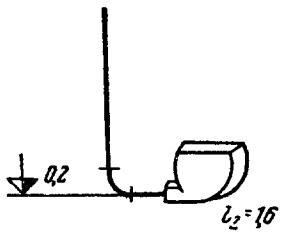
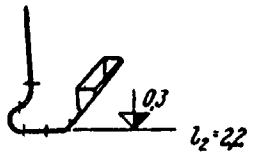
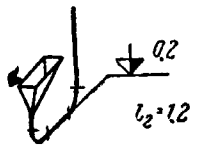
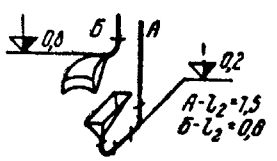
№ п/п	Станок	Марка станка	Эскиз станка и план с расположением опуска трубопровода	Характеристика станка	Количество отсосов
10	Многопильный	ЦМР-1		Диаметр пил 300 *мм*	2
11	Концеравнитель форматный	ЦФ-2		—	8
12	Концеравнитель паркетный двусторонний	ПАРК-6			4

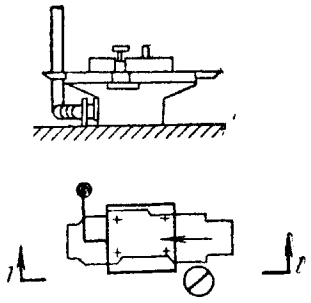
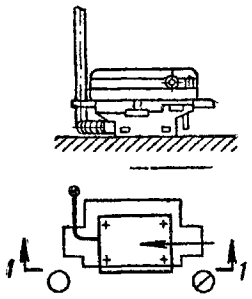
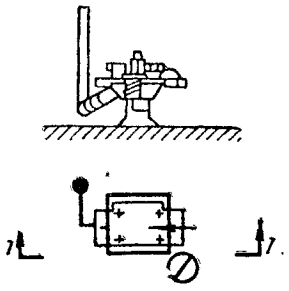
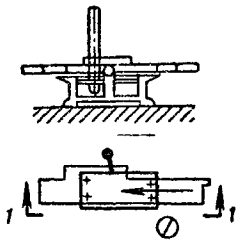
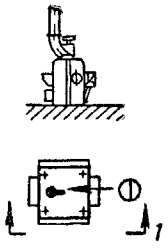
Продолжение табл. 12.1

Минимальные скорости в *м/сек* в трубопроводах при влажности		Минимальное количество отсасываемого воздуха в *м³/ч*		Коэффициент местного сопротивления ζ	Вид отходов	Принципиальная схема присоединения (вид с рабочего места)
менее 20%	более 20%	от каждого приемника	всего			
15	16	*А*—1200 *Б*—1000	2200	0,8	Опилки	
А—14 *Б*—14 *В*—17 *Г*—17 *Д*—14 *Е*—14 *И*—17 *К*—17	*А*—15 *Б*—15 *В*—18 *Г*—18 *Д*—15 *Е*—15 *И*—18 *К*—18	*А*—720 *Б*—720 *В*—840 *Г*—840 *Д*—720 *Е*—720 *И*—840 *К*—840	6240	*А*, *Б*, *Е*, *Д* — 0,8 *В*, *Г*, *И*, *К* — 0,7	Стружки	
А—14 *Б*—14 *В*—17 *Г*—17	*А*—15 *Б*—15 *В*—18 *Г*—18	*А*—720 *Б*—720 *В*—840 *Г*—840	3120	*А*, *Б* — 0,8 *В*, *Г* — 0,8	Опилки Стружки	

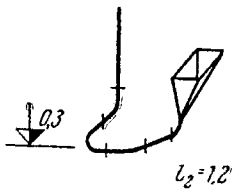
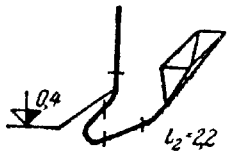
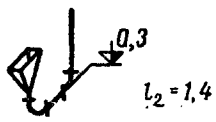
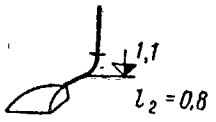
№ п/п	Станок	Марка станка	Эскиз станка и план с расположением опуска трубопровода	Характеристика станка	Количество отсосов
				Ленточнопильные	
13	Ленточнопильный	ЛС-40		Наибольшая ширина пильной ленты 50 *мм*	1
				Строгальные	
14	Фуговальный	СФ-4		Наибольшая ширина обрабатываемого материала 400 *мм*	1
15	Фуговальный	СФ4-4		Наибольшая ширина обрабатываемого материала 400 *мм*	1
16	Двусторонний фуговальный с механической подачей	С2Ф-4		То же, 400 *мм*	2

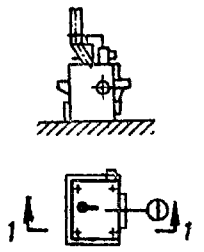
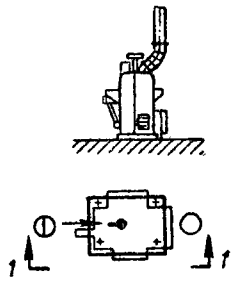
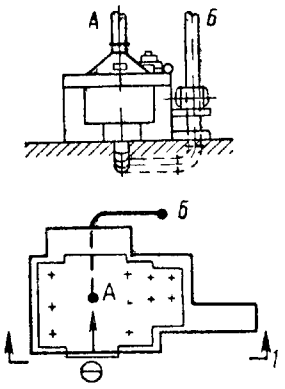
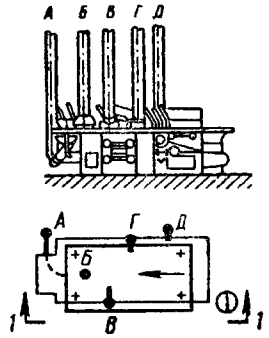
Продолжение табл. 12.1

Минимальные скорости в *м/сек* в трубопроводах при влажности		Минимальное количество отсасываемого воздуха в $м^3/ч$		Коэффициент местного сопротивления ζ	Вид отходов	Принципиальная схема присоединения (вид с рабочего места)
менее 20%	более 20%	от каждого приемника	всего			
станки						
15	16	1200	1200	0,8	Опилки	
станки						
17	18	1080	1080	1	Стружка	
17	18	1080	1080	1	»	
17	18	*А*—1080 *Б*—840	1920	1	»	

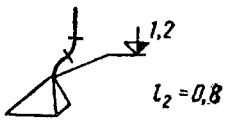
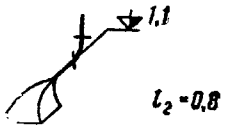
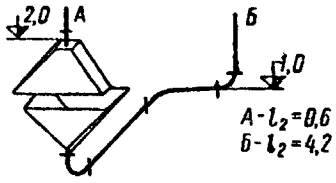
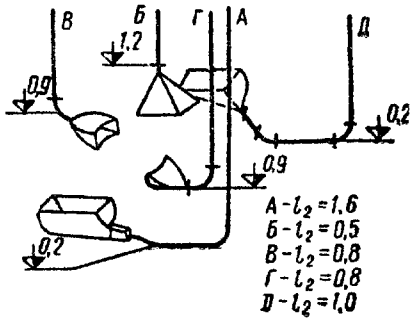
№ п/п	Станок	Марка станка	Эскиз станка и план с расположением опуска трубопровода	Характеристика станка	Количество отсосов
17	Станок фуговальный	СФ-6		Наибольшая ширина обрабатываемого материала 600 *мм*	1
18	Фуговальный с механической подачей	СФА-6		То же, 600 *мм*	1
19	Фуговальный	СФ25-1		То же, 250 *мм*	1
20	Фуговальный для лыж	ЛЫС		То же, 300 *мм*	1
21	Рейсмусовый односторонний	СР3-5		То же, 315 *мм*	1

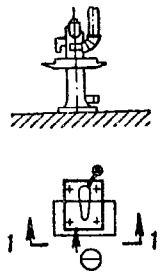
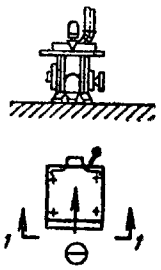
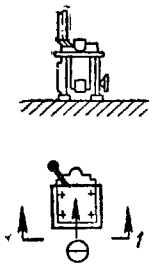
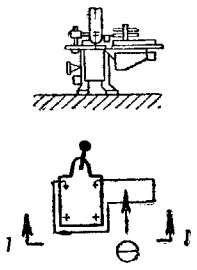
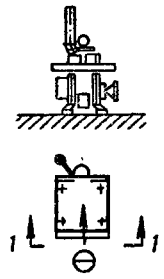
Продолжение табл. 12.1

Минимальные скорости в *м/сек* в трубопроводах при влажности		Минимальное количество отсасываемого воздуха в $м^3/ч$		Коэффициент местного сопротивления ζ	Вид отходов	Принципиальная схема присоединения (вид с рабочего места)
менее 20%	более 20%	от каждого приемника	всего			
17	18	1320	1320	1	Стружка	
17	18	1320	1320	1	»	
17	18	960	960	1	»	
17	18	1080	1080	1	»	
17	18	1080	1080	1		

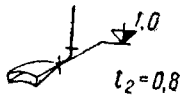
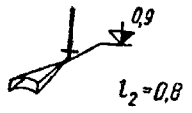
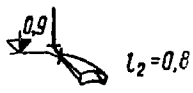
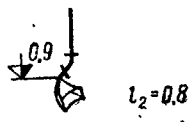
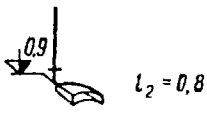
№ п/п	Станок	Марка станка	Эскиз станка и план с расположением опуска трубопровода	Характеристика станка	Количество отсосов
22	Рейсмусовый односторонний	СР6-6		Наибольшая ширина обрабатываемого материала 600 *мм*	1
23	То же	СР6-7		То же, 600 *мм*	1
24	Рейсмусовый двусторонний	СР2-12-1		То же, 1200 *мм*	2
25	Четырехсторонний строгальный	С-16		Наибольшая ширина обрабатываемой детали 160 *мм*	5

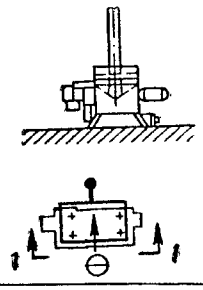
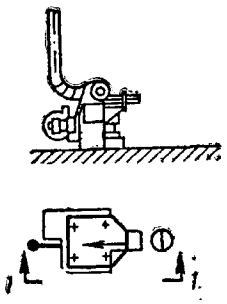
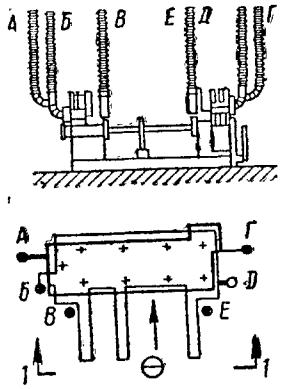
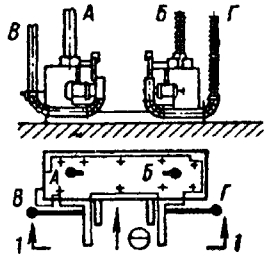
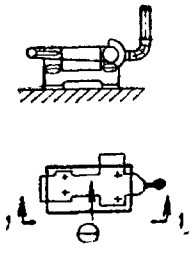
Продолжение табл. 12.1

Минимальные скорости v в *м/сек* в трубопроводах при влажности		Минимальное количество отсасываемого воздуха в *м³/ч*		Коэффициент местного сопротивления ζ	Вид отходов	Принципиальная схема присоединения (вид с рабочего места)
менее 20%	более 20%	от каждого приемника	всего			
17	18	1320	1320	1	Стружка	
17	18	1320	1320	1	»	
18	19	*А*—2500 *Б*—2500	5000	1		
А—18 *Б*—18 *В*—17 *Г*—17 *Д*—18	*А*—19 *Б*—19 *В*—19 *Г*—19 *Д*—19	*А*—1500 *Б*—1500 *В*—1080 *Г*—1080 *Д*—1500	6660	1	»	

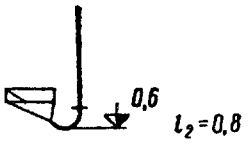
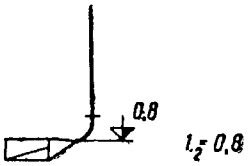
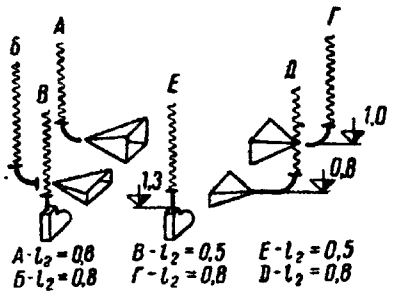
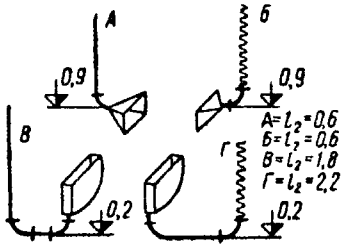
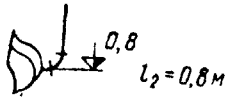
№ п/п	Станок	Марка станка	Эскиз станка и план с расположением опуска трубопровода	Характеристика станка	Количество отсосов
					Фрезерные
26	Фрезерный с верхним расположением шпинделя	ВФК-1		—	1
27	Фрезерный	Ф-4		—	1
28	Станок фрезерный легкий	Ф-6		—	1
29	Станок фрезерный с шипорезной кареткой	ФШ-4		—	1
30	Станок фрезерный с автоматической подачей цепной звездочкой	ФА-4		—	1

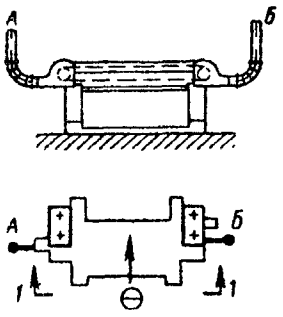
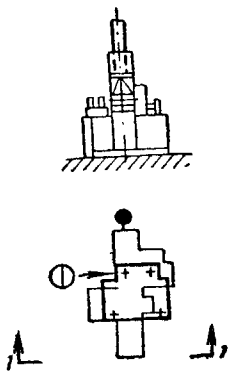
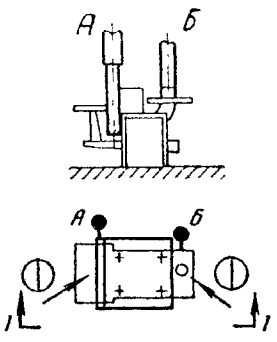
Продолжение табл. 12.1

Минимальные скорости в *м/сек* в трубопроводах при влажности		Минимальное количество отсасываемого воздуха в $м^3/ч$		Коэффициент местного сопротивления ζ	Вид отходов	Принципиальная схема присоединения (вид с рабочего места)
менее 20%	более 20%	от каждого приемника	всего			
станки						
17	18	960	960	0,8	Стружка	
17	18	960	960	0,8	»	
17	18	960	960	0,8	»	
17	18	960	960	0,8	»	
17	18	960	960	0,8	»	

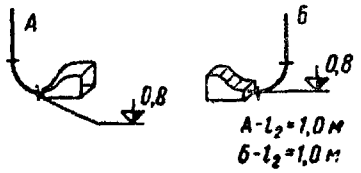
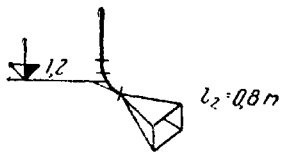
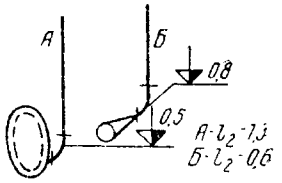
№ п/п	Станок	Марка станка	Эскиз станка и план с расположением опуска трубопровода	Характеристика станка	Количество отсосов
31	Многошпиндельный шипорезный полуавтомат «ласточкин хвост»	ШЛХ-2		Наибольшая ширина обрабатываемого материала 650 *мм*	1
32	Шипорезный ящичный односторонний	ШПА-40		То же, 400 *мм*	1
33	Шипорезный двусторонний	ШД-10 ШД-15		Круглая пила $d=350$ *мм* Шипорезная головка $d=236$ *мм* Дисковая фреза $d=300 \div 350$ *мм*	2 2 2
34	Шипорезный двусторонний автомат	Ш2ПА; Ш2ПА-2		Шипорезная головка: а) максимальный диаметр резания 250 *мм* б) высота фрезерования 250 *мм* Круглая пила $d=350$ *мм*	2 2
				Шлифовальные	
35	Шлифовально-ленточный с неподвижным столом	ШлНС-2		Ширина ленты 350 *мм*	1

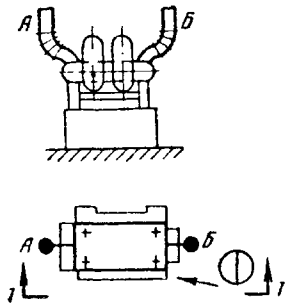
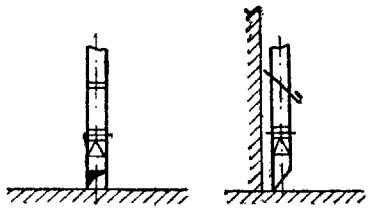
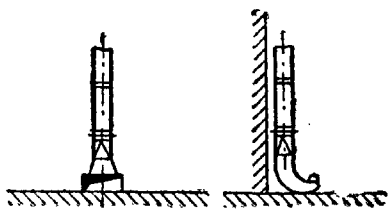
Продолжение табл. 12.1

Минимальные скорости в *м/сек* в трубопроводах при влажности		Минимальное количество отсасываемого воздуха в $м^3/ч$		Коэффициент местного сопротивления ζ	Вид отходов	Принципиальная схема присоединения (вид с рабочего места)
менее 20%	более 20%	от каждого приемника	всего			
17	18	1080	1080	1	Опилки	
17	18	1080	1080	1	»	
А—17 *Б*—15 *В*—15 *Г*—17 *Д*—15 *Е*—15	*А*—18 *Б*—16 *В*—16 *Г*—18 *Д*—16 *Е*—16	*А*—1600 *Б*—840 *В*—720 *Г*—1600 *Д*—840 *Е*—720	6320	*Б*, *В*, *Е*, *Д* — 0,8 *А*, *Г* — 1	» Стружка	
А—17 *Б*—17 *В*—14 *Г*—14	*А*—18 *Б*—18 *В*—15 *Г*—15	*А*—1200 *Б*—1200 *В*—720 *Г*—720	3840	*А*, *Б* — 0,8 *В*, *Г* — 1	Стружка Опилки	
станки						
10	—	1800	1800	0,8	Пыль	

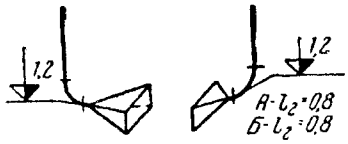
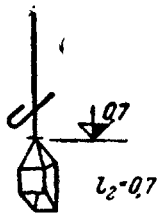
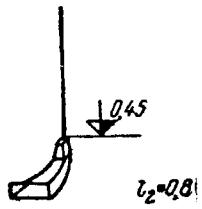
№ п/п	Станок	Марка станка	Эскиз станка и план с расположением опуска трубопровода	Характеристика станка	Количество отсосов
36	Шлифовально-ленточный	Шл ПС-2		Ширина ленты 150 *мм*	2
37	Шлифовальный двухленточный	ШлПФ-2		То же	1
38	Шлифовальный с диском и бобиной	ШлДБ-3		Диаметр диска 750 *мм* Диаметр бобины 90 *мм*	2

Продолжение табл. 12.1

Минимальные скорости в *м/сек* в трубопроводах при влажности		Минимальное количество отсасываемого воздуха в $м^3/ч$		Коэффициент местного сопротивления ζ	Вид отходов	Принципиальная схема присоединения (вид с рабочего места)
менее 20%	более 20%	от каждого приемника	всего			
А—10 *Б*—10	—	*А*—1200 *Б*—1200	2400	0,8	Пыль	
10	—	1500	1500	0,8		
10	—	*А*—1500 *Б*—1000	2500	*А*—0,8 *Б*—1	»	

№ п/п	Станок	Марка станка	Эскиз станка и план с расположением опуска трубопровода	Характеристика станка	Количество отсосов
39	Шлифовально-щеточный	ШлЩ		Диаметр щетки 300 мм	2
					Напольные
40	Напольный отсос, тип I	—		—	1
41	То же, тип II	—		—	1

Продолжение табл. 12.1

Минимальные скорости в *м/сек* в трубопроводах при влажности		Минимальное количество отсасываемого воздуха в $м^3/ч$		Коэффициент местного сопротивления ζ	Вид отходов	Принципиальная схема присоединения (вид с рабочего места)
менее 20%	более 20%	от каждого приемника	всего			
10	—	*А*—1200 *Б*—1200	2400	0,8	Пыль	
отсосы						
18	19	1100	1100	0,8	—	
18	19	1100	1100	0,8	—	

вается разгрузочным устройством, циклоном или направляющим насадком.

При необходимости поочередной подачи материала в несколько пунктов на нагнетательном трубопроводе

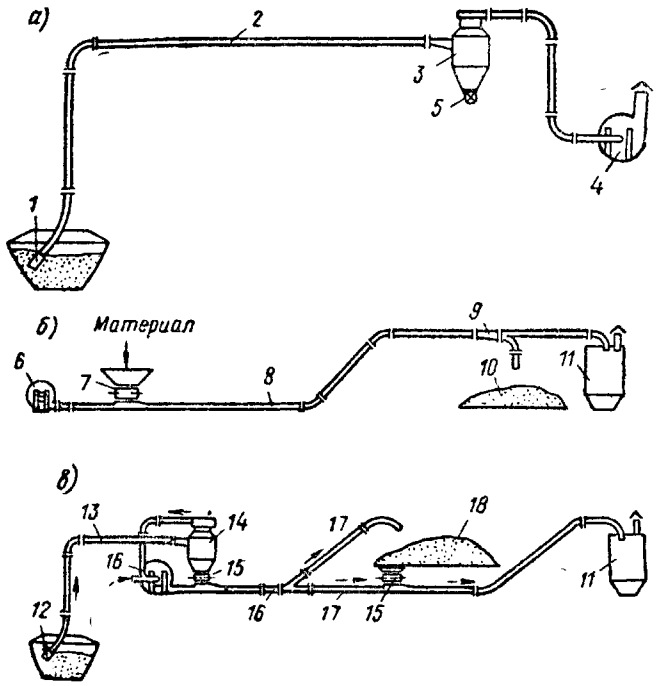


Рис. 12.5. Схемы пневмотранспортных установок

а — всасывающей; *б* — нагнетательной; *в* — комбинированной: *1* — сопло; *2* — трубопровод; *3* — циклон; *4* — вентилятор; *5* — разгрузитель; *6* — воздуходувная машина; *7* — питатель; *8* — трубопровод; *9* — переключатель; *10* — измельченная древесина; *11* — бункер; *12* — сопло; *13* — всасывающий трубопровод; *14* — циклон; *15* — питатель; *16* — переключатель; *17* — нагнетательный трубопровод; *18* — щепа

устанавливают переключатели направления потока аэросмеси. Нагнетательные системы работают при весовых концентрациях смеси $\mu = 2—3$ и применяются для транспортировки измельченных древесных отходов на расстояние до 1,5 *км*.

Комбинированные установки (рис. 12.5, *в*) применяются при необходимости сбора или выгрузки измельченного материала из нескольких пунктов и передачи его на расстояние до 1 *км*. К комбинированным установкам относятся также системы с последовательным расположением вентиляторов на промежуточных станциях перекачки. Коэффициент полезного действия их значительно ниже систем, описанных ранее.

В системах с промежуточными станциями применяются пылевые вентиляторы типа ЦП7-40, так как вентиляторы высокого давления, воздуходувки и нагнетатели не приспособлены к пропуску твердых частиц через рабочее колесо машины.

Б. ОСНОВНЫЕ УЗЛЫ ПНЕВМОТРАНСПОРТНЫХ УСТАНОВОК

Воздуходувные машины. Вентиляторы служат для отсоса и нагнетания воздуха при давлениях до 1000 *кГ/м²*, воздуходувки применяются для нагнетания воздуха при давлениях от 0,1 до 3 *кГ/см²*, а компрессоры — при давлениях выше 3 *кГ/см²*. В табл. 12.2 приведена техническая характеристика ряда воздуходувных машин, выпускаемых в СССР.

Загрузочные устройства. Назначение загрузочных устройств (питателей) состоит в обеспечении равномерной подачи материалов в рабочий трубопровод из пространства с более низким давлением. Для этой цели применяются эжекционные воронки, винтовые питатели и шлюзовые питатели барабанного типа.

Эжекционные воронки (рис. 12.6) простые, малогабаритные и надежные устройства для загрузки материалов в нагнетательный трубопровод. В связи с низким коэффициентом полезного действия (0,6—0,7) их применяют в низконапорных пневмотранспортных уста-

Таблица 12.2

Характеристика центробежных компрессорных машин типов ТВ и ТГ

Тип машины	Параметры машины при нормальном режиме						Привод			Вес общий в *кг*
	L, *м³/ч*	$P_к$ в *кг/м²*	$P_а$ в *ата*	$t_н$ °С	n в *об/мин*	N в *квт*	Тип электродвигателя	N в *квт*	n в *об/мин*	
Воздуходувки										
ТВ— 50—1,6	3000	6000	I	20	2950	70	А—91—2	100	2950	5425
ТВ— 80—1,2	5000	2000	I	20	2950	43	А—81—2	55	2950	3150
ТВ— 80—1,4	5000	4000	I	20	2950	70	А—91—2	100	2950	4560
ТВ— 80—1,6	5000	6000	I	20	2950	117	А—92—2	125	2950	5820
ТВ—150—1,12	9000	1200	I	20	2950	45	А—83—2	55	2950	1983
ТВ—250—1,12	15000	1200	I	20	2950	80	АО—94—2	100	2950	3385
ТВ—350—1,06	21000	600	I	20	2950	50	А—81—2	55	2950	2040
Газодувки при работе на воздухе										
ТГ— 25—1,4	3500	7500	I	20	2950	90	—	—	—	—
ТГ— 42—1,2	2500	3800	I	20	2950	40	—	—	—	—
ТГ— 50—1,9	3000	9500	I	20	2950	100	—	—	—	—
ТГ— 60—1,8	3500	8000	I	20	2950	100	А— 92—2	125	2950	6272
ТГ— 60—1,12	3500	8000	I	20	2950	100	—	—	—	—
ТГ— 80—1,4	5000	4000	I	20	2950	80	А— 92—2	125	2950	4730
ТГ— 80—1,6	5000	6000	I	20	2950	117	А— 92—2	125	2950	6175
ТГ— 80—1,8	5000	7500	I	20	2950	140	А—102—2	200	2950	7695
ТГ—125—1,1	7500	1100	I	20	2950	45	АО— 83—2	50	2950	2250
ТГ—450—1,08	27000	850	I	20	2950	90	АО— 94—2	100	2950	3690

новках. В эжекционной воронке происходит преобразование избыточного полного давления воздушного потока в динамическое давление путем уменьшения живого сечения воздухопровода перед загрузочным окном так, чтобы в открытых сечениях воронки *I—I* и *II—II* статическое давление равнялось нулю.

Давление воздушного потока в транспортном трубопроводе за эжекционной воронкой P_2 равняется сопротивлению трубопроводов и оборудования, расположенных за воронкой.

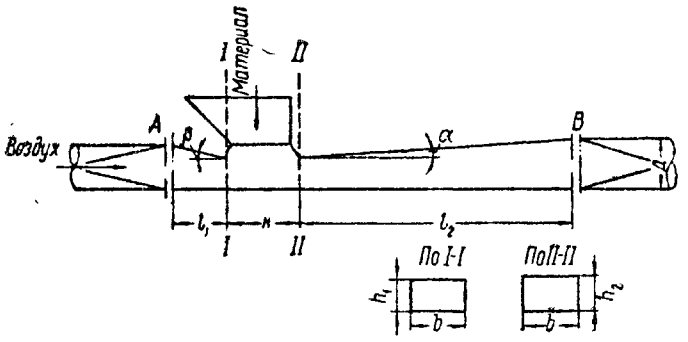


Рис. 12.6. Эжекционная загрузочная воронка

A, *B* — сечения трубопровода; β — угол сходимости конфузора; l_1 — длина конфузора; *K* — длина смесительной камеры; l_2 — длина диффузора; α — угол конусности диффузора; h_1, h_2 — высота живого сечения эжекционной воронки в сечениях *I—I* и *II—II*; *b* — ширина эжекционной воронки в сечениях *I—I* и *II—II*

Полное давление в сечении *I—I* (рис. 12.6)

$$P_1 = P_2 \frac{1+z}{\eta} \text{ кГ/м}^2, \qquad (12.4)$$

где P_2 — полное давление в транспортном трубопроводе в кГ/м²;
z — величина, характеризующая подсос воздуха через эжекционную воронку: $z \leqslant 0{,}1 \div 0{,}15$;
η — коэффициент полезного действия эжекционной воронки, $\eta = 0{,}6 \div 0{,}7$.

Скорость воздушного потока в сечении *I—I* эжекционной воронки

$$v_1 = \sqrt{\frac{2gP_1}{\gamma}} \text{ м/сек}, \qquad (12.5)$$

где g — ускорение силы тяжести; $g = 9{,}81$ м/сек².

Площадь живого сечения в поперечнике *I—I*

$$F = \frac{L}{3600 v_1} \text{ м}^2, \qquad (12.6)$$

где L — часовой расход воздуха в м³/ч.

Ширина воронки принимается равной:

$$b = (0{,}8 \div 0{,}9) D \text{ м}, \qquad (12.7)$$

где D — диаметр трубопровода в м.

Длина открытого участка воронки

$$K = (0{,}5 \div 1) b \text{ м}, \qquad (12.8)$$

Высота воронки h_1 в сечении *I—I*

$$h_1 = \frac{F}{b} = \frac{L}{3600 b v_1} \text{ м}. \qquad (12.9)$$

При наличии подсоса воздуха высота эжекционной воронки в сечении *II—II*

$$h_2 = \frac{L(1+z)}{3600 b v_2} \text{ м}. \qquad (12.10)$$

Трубопровод в сечениях *A* и *B* должен иметь квадратное поперечное сечение со стороной, равной:

$$a = \sqrt{0{,}785} D \text{ м}. \qquad (12.11)$$

Длина конфузора

$$l_1 = (a - h_1) \operatorname{ctg} \beta \text{ м}. \qquad (12.12)$$

Причем оптимальное значение угла β равно 25—30°.

Длина диффузора

$$l_2 = (a - h_2) \operatorname{ctg} \alpha \text{ м}. \qquad (12.13)$$

Причем оптимальное значение угла α равно 6—8°.

Общая длина эжекционной воронки равна:

$$L = l_1 + K + l_2 \text{ м}. \qquad (12.14)$$

Необходимо стремиться к уменьшению величины подсоса воздуха через воронку до нуля. Высота эжекционной воронки h_2 должна обеспечивать свободное прохождение в трубопровод материала, поступающего из загрузочной воронки.

Пример 12.1. Определить размеры эжекционной воронки, предназначенной для подачи щепы в нагнетательный трубопровод, при расходе воздуха 6500 м³/ч и удельном весе воздуха $\gamma = 1{,}2$ кг/м³. Полное давление в трубопроводе за эжекционной воронкой равно 300 кГ/м², максимальный размер частиц поступающего материала 25×25×5 мм; диаметр трубопровода $D = 300$ мм.

Решение. Определяем полное давление воздушного потока перед эжекционной воронкой по формуле (12.4):

$$P_1 = 300 \frac{1+0{,}1}{0{,}6} = 550 \text{ кГ/м}^2.$$

Скорость воздушного потока в сечении *I—I* по формуле (12.5)

$$v_1 = \sqrt{\frac{2 \cdot 9{,}81 \cdot 550}{1{,}2}} = 94{,}8 \text{ м/сек}.$$

Площадь живого сечения воронки *I—I* по формуле (12.6)

$$F = \frac{6500}{3600 \cdot 94{,}8} = 0{,}019 \text{ м}^2.$$

Размеры эжекционной воронки определяют по формулам (12.7)—(12.14).

Ширина сечения воронки

$$b = 0{,}8 \cdot 0{,}3 = 0{,}24 \text{ м}.$$

Длина загрузочного окна $K = 0{,}24$ м.

Высота эжекционной воронки в сечении *I—I*

$$h_1 = \frac{0{,}019}{0{,}24} = 0{,}079 \text{ м},$$

Высота эжекционной воронки в сечении *II—II*

$$h_2 = \frac{6500\,(1+0{,}1)}{3600 \cdot 0{,}24 \cdot 94{,}8} = 0{,}086 \text{ м}.$$

Сторона квадрата трубопровода в сечениях *A* и *B* равна:

$$a = \sqrt{0{,}785}\, D = \sqrt{0{,}785} \cdot 0{,}30 = 0{,}267 \text{ м}.$$

Длина конфузора

$$l_1 = (0{,}267 - 0{,}079) \operatorname{ctg} 30^\circ = 1{,}73 \cdot 0{,}188 = 0{,}325 \text{ м},$$

Длина диффузора

$$l_2 = (0{,}267 - 0{,}086) \operatorname{ctg} 6^\circ = 1{,}72 \text{ м}.$$

Длина эжекционной воронки

$$L = 0{,}325 + 0{,}24 + 1{,}72 = 2{,}28 \text{ м}.$$

Винтовой питатель (рис. 12.7). Винт (шнек), вращающийся в цилиндрическом кожухе, имеет переменный шаг, уменьшающийся по направлению к смесительной камере. Этим обеспечивается уплотнение материала, препятствующего прониканию сжатого воздуха в загрузочную воронку. Степень уплотнения материала регулируется клапаном. Недостатком винтовых питателей яв-

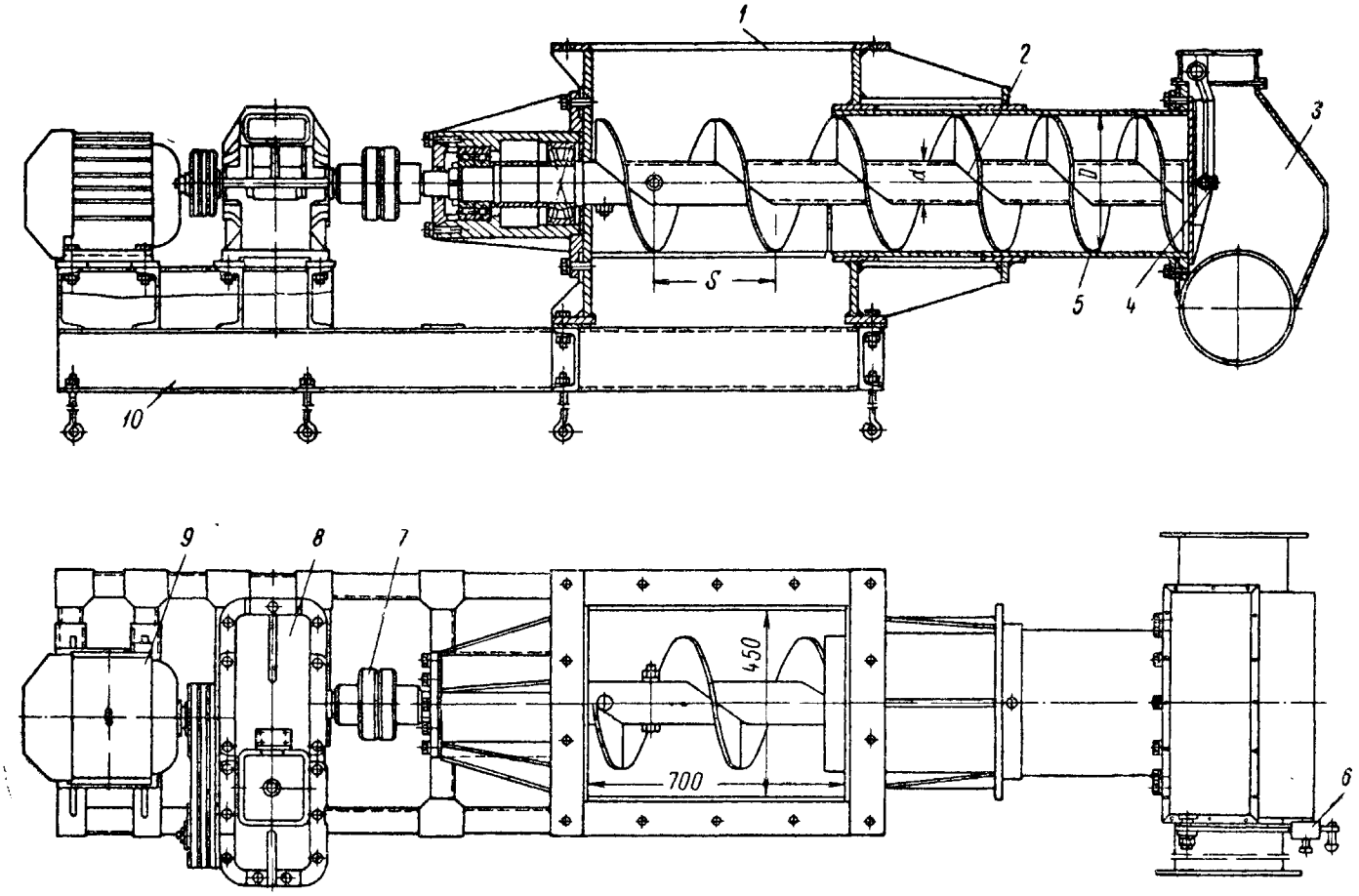


Рис. 12.7. Винтовой питатель

1 — загрузочная воронка; *2* — винт; *3* — смесительная камера; *4* — клапан; *5* — кожух; *6* — противовес; *7* — муфта; *8* — редуктор; *9* — электродвигатель; *10* — рама

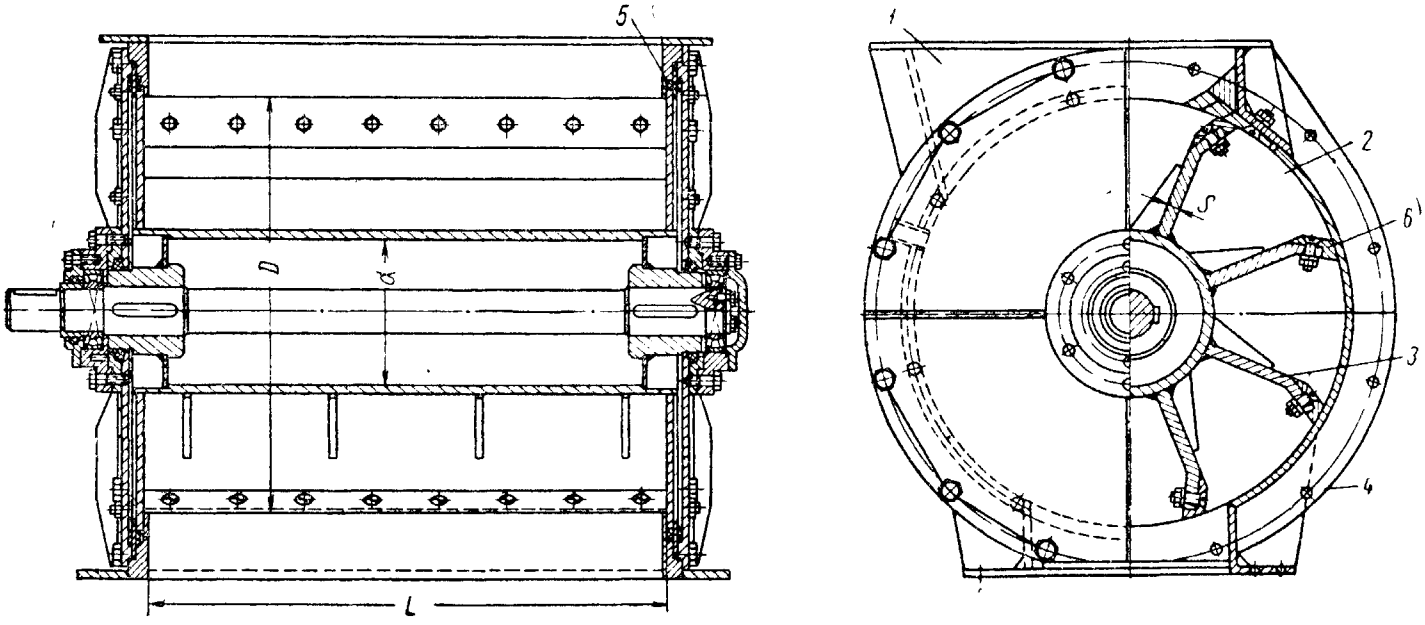


Рис. 12.8. Шлюзовой питатель барабанного типа конструкции ЦНИИМЭ

1 — загрузочная воронка; *2* — ячейка; *3* — ротор; *4* — статор; *5* — сальник; *6* — нож

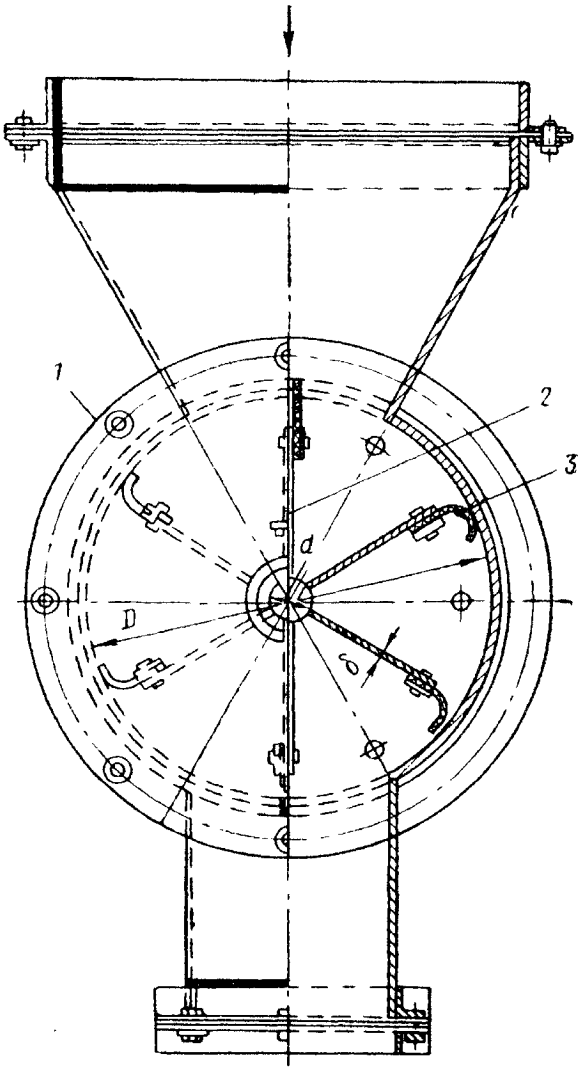


Рис. 12.9. Шлюзовой питатель барабанного типа с гибкими наконечниками на лопастях ротора конструкции Гипродрева

1 — корпус (статор); *2* — барабан; *3* — гибкий наконечник (резина)

ляется их большая энергоемкость и интенсивный износ винта.

Часовая производительность шнекового питателя

$$П_ч = 60\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)\,S\,n\ м^3/ч, \qquad (12.15)$$

где D — наружный диаметр винта в *м*;
d — диаметр вала в *м*;
S — шаг винта; $S=(0{,}8\div1)D$;
n — число оборотов винта в 1 *мин*.

Шлюзовые питатели барабанного типа конструкции ЦНИИМЭ (рис. 12.8) работают при числе оборотов ротора в пределах от 15 до 45 *об/мин*.

В целях уменьшения утечки воздуха из нагнетательного трубопровода через питатель между ротором и статором делается зазор порядка 0,2—0,3 *мм*. Дополнительно между торцовыми стенками ротора и корпусом статора установлены сальниковые уплотнения. Рекомендуемое отношение длины ротора питателя к его диаметру 0,8—1,5.

Применяются также шлюзовые питатели с гибкими наконечниками на лопастях ротора конструкции Гипродрева (рис. 12.9).

Производительность барабанного питателя определяется по формуле

$$П_ч = 60L\left(\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4} - \frac{D-d}{2}\delta m\right)nK\ м^3/ч, \qquad (12.16)$$

где L — длина питателя в *м*;
D — наружный диаметр ротора питателя в *м*;
d — внутренний диаметр ротора питателя в *м*; $d\approx\frac{D}{4}$;
δ — толщина лопасти ротора питателя в *м*; $\delta=0{,}012\div0{,}014$;
m — число лопастей; $m=6\div12$;
n — число оборотов ротора питателя в *об/мин*; $n=15\div45$;
K — коэффициент заполнения ячеек ротора; $K=0{,}5\div0{,}6$.

Трубопроводы на горизонтальных прямолинейных участках изготовляются из листовой стали толщиной 2—3 *мм* и диаметром от 100 до 600 *мм*, а в высоконапорных установках применяются стальные цельнотянутые трубы по ГОСТ 9567—60 с толщиной стенок до 5 *мм*.

Секции трубопровода соединяются электросваркой и на фланцах. Колена соединяются только при помощи фланцев. Это облегчает разборку труб и смену износившихся колен, а также облегчает периодическое поворачивание трубопровода для того, чтобы он равномерно изнашивался по периметру.

Между фланцами прокладывается паронит, резина, фибра или картон. Во избежание сужения проходного отверстия труб диаметр отверстия прокладок должен быть больше внутреннего диаметра трубы на 3—4 *мм*.

Переключатели предназначаются для переключения потока аэросмеси в месте разветвления трубопровода. В отечественной практике нашли применение многопозиционные переключатели револьверного типа (рис. 12.10).

К рычагу, вращающемуся вокруг оси, прикреплен патрубок, соединенный при помощи соединительного патрубка и поворотного фланца с напорным воздуховодом системы пневмотранспорта. Поворотом рычага при помощи ручки патрубок устанавливается против отверстия воздуховода, в который нужно направить транспортируемый материал.

Запорные задвижки (клиновые и параллельные) устанавливаются на всасывающем трубопроводе или между воздуходувной машиной и загрузочным устройством и используются для дросселирования воздушного

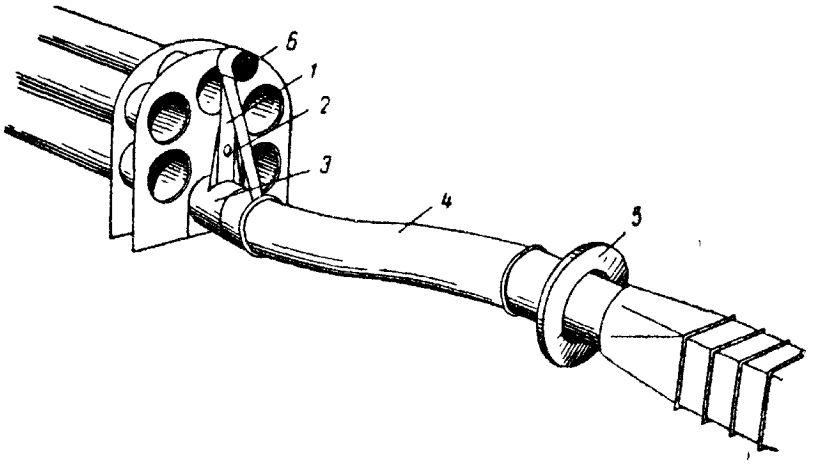


Рис. 12.10. Переключатель трубопроводов

1 — поворотный рычаг; *2* — ось; *3* — патрубок; *4* — соединительный патрубок; *5* — поворотный фланец; *6* — ручка с противовесом

потока в период пуска установки. Для вентиляторов часто применяются шиберные заслонки.

Компенсаторы. На прямолинейных трубопроводах длиной более 100 *м* устанавливаются сальниковые компенсаторы, предназначенные для гашения температурных удлинений трубопровода.

В. РАСЧЕТ МЕЖЦЕХОВЫХ ПНЕВМОТРАНСПОРТНЫХ УСТАНОВОК

Расчетом определяется расход воздуха L *м*³/*ч*, давление воздуха P *кГ*/*м*² и внутренний диаметр трубопровода D *м*.

Расход воздуха для пневмотранспортной установки определяют по формуле

$$L = \frac{3600 G_м}{\gamma_в \mu} \; м^3/ч, \qquad (12.17)$$

где $G_м$ — расход материала в *кг*/*сек*;

$\gamma_в$ — удельный вес воздуха при нормальных условиях всасывания в *кг*/*м*³;

μ — весовая концентрация; в практике обычно $\mu = 1 \div 3$.

Средняя рабочая скорость движения воздуха в трубопроводе для устойчивого перемещения материала зависит от рода материала, условий пневмотранспортирования, концентрации смеси, диаметра трубопровода. Рекомендуемые весовые концентрации смеси и скорости ее движения приведены в табл. 12.3.

Таблица 12.3

Весовые концентрации смеси и скорости ее движения

Материал	Весовая концентрация аэросмеси	Скорость воздуха в *м*/*сек*
Опилки от круглых и ленточных пил	0,2—0,6	14—16
Стружка от фуговочных, рейсмусовых, фрезерных станков	0,2—0,7	17—18
Щепа сортированная для производства целлюлозы	2	24—28
Щепа технологическая из отходов лесозаготовок [1]	1	23
Щепа несортированная из отходов лесозаготовок	1—3	25
Щепа крупная из отходов лесозаготовок	1—3	27

[1] Данные для щепы, полученной из отходов лесозаготовок на рубильных машинах ДУ-2

Трубопроводы пневмотранспорта низкого давления рассчитываются по указаниям, приведенным в главе 14.1 «В». В системах среднего и высокого давления влияние степени сжатия воздуха и изменения его температуры на гидравлические потери давления значительны и должны учитываться расчетом. Подробно расчет данных систем изложен в работе Л. И. Качелкина и др. «Использование отходов лесозаготовок».

ГЛАВА 13

КОНСТРУКТИВНЫЕ УКАЗАНИЯ ПО СИСТЕМАМ МЕХАНИЧЕСКОЙ ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА И ВЫБОР ОБОРУДОВАНИЯ

13.1. КОМПОНОВКА *ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ СИСТЕМ*

А. РАЗМЕЩЕНИЕ ПРИТОЧНЫХ И ВЫТЯЖНЫХ КАМЕР

Приточные камеры и кондиционеры рекомендуется размещать в нижних частях зданий (преимущественно в первых этажах), вытяжные камеры — в верхних частях зданий (верхние этажи и чердаки). В производственных зданиях вытяжные камеры располагают на площадках внутри помещений, антресолях, этажерках и на крышах, если это допустимо по правилам пожарной профилактики (глава 21). Приточные камеры рекомендуется располагать у наружных стен. В широких многопролетных зданиях часть камер можно располагать в специальных пролетах, обеспечивая забор воздуха для них из незагрязненной зоны.

В многоэтажных зданиях с большим количеством вентиляционных систем рекомендуется устраивать технические этажи.

Вытяжные агрегаты, устанавливаемые на площадках и антресолях внутри рабочих помещений, как правило, следует располагать в отдельных помещениях (камерах).

Не следует располагать в одной камере агрегаты приточных и вытяжных вентиляционных систем.

Указания по размещению и устройству камер, обслуживающих *взрывоопасные помещения*, приведены *в главе 21*.

При компоновке вентиляционных систем и размещении камер необходимо руководствоваться следующими соображениями:

1) протяженность воздуховодов по возможности не должна превышать 50 *м*;

2) вентиляционные системы должны обслуживать помещения, близкие по характеру производства и метеорологическим условиям;

3) недопустимо объединение вытяжных систем, отсасывающих пыльный и влажный воздух, легко конденсирующиеся пары и пыль, ядовитые вещества и другие вредные выделения, при смешении которых создается ядовитая, воспламеняющаяся или взрывоопасная механическая смесь или химическое соединение (глава 21), горючие вещества и горячие газы (например, отсосы от масляных ванн и термических печей);

4) необходимо учитывать противопожарные требования, приведенные в разделе III.

Б. ВОЗДУХОВОДЫ

Воздуховоды вентиляционных систем следует устраивать так, чтобы при наименьшей их протяженности обеспечивались метеорологические условия во всех рабочих зонах помещения.

Как правило, воздуховоды следует предусматривать круглого сечения. Применение прямоугольных воздуховодов должно быть обосновано архитектурными или другими требованиями.

Вытяжку из верхней зоны производственных помещений по возможности следует устраивать без разводящих воздуховодов при помощи фонарей, шахт, дефлекторов и крышных вентиляторов.

Нагнетательные (выбросные) участки воздуховодов вытяжных систем, как правило, не должны прокладываться через другие помещения. При необходимости такой прокладки должны быть приняты меры к предотвращению попадания загрязненного воздуха в эти помещения.

Рекомендации по конструкциям и прокладке воздуховодов в жилых и общественных зданиях даны в главе 6.

В производственных помещениях, как правило, применяют воздуховоды из листовой стали, толщина которой при изготовлении воздуховодов общего назначения принимается от 0,57 до 1 *мм*, для аспирационных систем, в зависимости от абразивных свойств пыли, — от 1,25 до 2 *мм*.

При транспортировании воздуха с повышенной влажностью применяют воздуховоды из оцинкованной стали.

При перемещении воздуха, содержащего химически активные пыль, газы, пары, кислоты и щелочи, применяют воздуховоды, изготовляемые из кислотостойкой стали, листовой стали с защитными покрытиями, ставинила, винипласта, керамики и кислотоупорного бетона.

Винипластовые воздуховоды ввиду их хрупкости следует применять при расположении их в местах, не подверженных механическим воздействиям (ударам, смещениям и т. п.), а также при температуре среды не выше 50° С и при отсутствии паров органических растворителей. Толщину винипласта при изготовлении воздуховодов следует принимать по табл. 14.3.

Металлические и винипластовые воздуховоды крепятся при помощи кронштейнов или подвесок. Расстояние между кронштейнами (подвесками) не должно превышать указанных в табл. 13.1.

Таблица 13.1

Расстояние между кронштейнами (подвесками)

Вид воздуховода	Максимальное расстояние в *м*
Металлические неизолированные при диаметре или размере большей стороны до 400 *мм*	4
То же, более 400 *мм*	3
То же, вертикальные всех размеров	4
Винипластовые всех размеров:	
горизонтальные	2—2,5
вертикальные	3

Воздуховоды, прокладываемые под полом (в грунте), изготовляют из кирпича или бетона и перекрывают несъемными плитами. При переходе с одного сечения канала на другое следует менять один из размеров (ширину или высоту).

Для периодической чистки подпольных каналов в их перекрытиях устраивают люки, которые располагают: при непроходных каналах — на всех поворотах, ответвлениях и через 5 *м* на прямых участках; при полупроходных каналах (не менее 700×900) — не более чем через 20 *м*, располагая их преимущественно на поворотах и против ответвлений, при проходных каналах — не более чем через 50 *м*.

В цехах с мокрым процессом производства и при транспортировании влажного воздуха (например, в гальванических, травильных и других цехах) воздуховоды прокладываются с уклоном не менее 0,01 в сторону дренажных устройств.

Для дренажа воздуховодов в их нижних точках устраиваются сифоны из труб диаметром более 20 *мм*. В подпольных каналах устанавливаются трапы с отводом воды в канализацию. При невозможности устройства отвода воды в канализацию в нижней точке канала делают приямок для периодической откачки воды. Приямок располагают под люком.

Воздуховоды аспирационных систем и пневмотранспорта, как правило, прокладывают поверху. В случае необходимости расположения их под полом стальные воздуховоды укладываются в кирпичных или бетонных каналах, перекрываемых съемными плитами.

Присоединение ответвлений воздуховодов к магистралям в системах аспирации и пневмотранспорта делают сбоку или сверху, но не снизу.

В. ЗАПОРНЫЕ И РЕГУЛИРУЮЩИЕ УСТРОЙСТВА

В качестве запорных и регулирующих устройств применяют шиберы, клапаны (заслонки) и направляющие аппараты (см. главу 15).

Клапаны более надежны в эксплуатации и имеют меньшие наружные габариты. В воздуховодах, расположенных в труднодоступных местах, применяют клапаны с механическим приводом и дистанционным управлением.

На воздуховодах систем общего назначения клапаны устанавливают:

а) на ответвлениях, которые требуют выключения или регулирования количества воздуха в процессе эксплуатации;

б) перед всеми воздухораздаточными устройствами приточной вентиляции (воздухораспределители, приточные насадки и т. п.) и воздухоприемными устройствами общеобменной вытяжной вентиляции, которые не имеют в своей конструкции регулирующих и закрывающих устройств;

в) у всех местных отсосов вытяжных систем.

На ответвлениях, не увязанных по потерям давлений с основной магистралью, устанавливают диафрагмы из тонколистовой стали для начальной регулировки при наладке.

На всех выбросных шахтах между вентилятором и выходом шахты наружу следует устанавливать двухпозиционные дроссель-клапаны. Клапаны можно не ставить только в горячих цехах с непрерывным процессом производства, а также на всех вытяжных системах в районах с расчетной наружной температурой по климату Б для холодного периода года — 10° С и выше.

В системах аспирации и пневмотранспорта установка регулирующих клапанов не допускается. Для полного отключения пылеприемников и напольных отсосов за ними на вертикальных участках рекомендуется устанавливать косые шиберы.

В системах аспирации и пневмотранспорта в местах возможного засорения воздуховодов (за отводами) и на прямых участках через 15 *м* устанавливают смотровые люки.

Для измерения давлений и температур воздуха в процессе испытаний и наладки систем вентиляции и кондиционирования воздуха при помощи пневмометрических

трубок и термометров в металлических воздуховодах устанавливают специальные лючки с заглушками (рис. 13.1).

Лючки с заглушками следует размещать на прямолинейных участках воздуховодов на расстоянии не менее $4d$ за ближайшим местным сопротивлением (отводом, дроссель-клапаном, шибером и т. п.), но не менее $2d$ до последующего по движению воздуха местного сопротивления; создающего возмущение воздушного потока. Для прямоугольных воздуховодов $d=1{,}13\sqrt{F}$, где F — площадь поперечного сечения воздуховода в $м^2$.

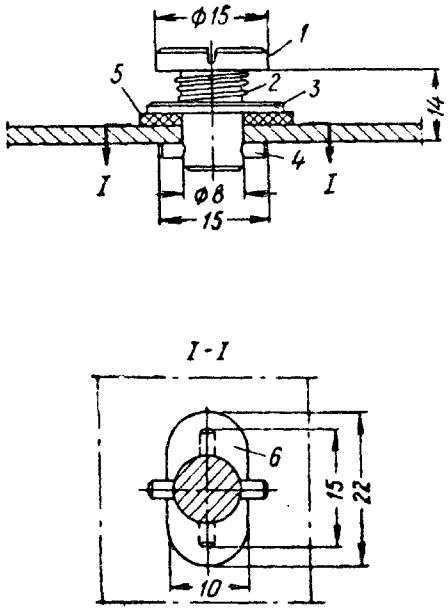


Рис. 13.1. Лючок с заглушкой для измерения давлений и температур воздуха в металлических воздуховодах

1 — палец-заглушка; *2* — пружина; *3* — шайба; *4* — штифт; *5* — прокладка; *6* — лючок

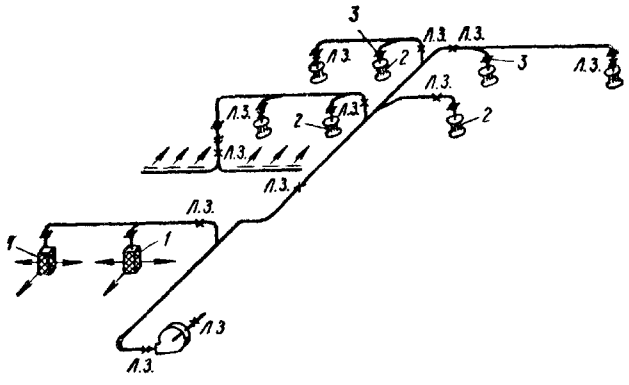


Рис. 13.2. Схема вентиляционной системы с лючками для замера давлений воздуха

1 — приточные насадки; *2* — то же, тарельчатого типа (скорость воздуха анемометром замерить нельзя); *3* — дроссель-клапан; Л. З. — лючок с заглушкой

Как правило, лючки с заглушками должны размещаться:

а) до и после вентиляторов (рис. 13.2);

б) до и после циклонов, скрубберов и фильтров;

в) у основания каждой ветви, примыкающей к распределительному или сборному магистральному воздуховоду, когда число воздуховыпускных или воздухоприемных устройств на ветви равно или больше двух;

г) на ветвях приточных систем — по числу патрубков, недоступных для замеров анемометром, минус один и по числу групп воздуховыпускных устройств (патрубков, решеток), в которых скорости воздуха могут быть замерены анемометрами (рис. 13.2);

д) на ветвях местных вытяжных систем — по числу местных отсосов, недоступных для замеров анемометром, минус один и по одному лючку на каждую группу однотипных местных отсосов (вытяжных шкафов, зонтов, колпаков и т. п.), доступных для замеров анемометром.

13.2. УСТАНОВКИ ПРИТОЧНОЙ И ВЫТЯЖНОЙ ВЕНТИЛЯЦИИ

А. ОБЩИЕ УКАЗАНИЯ

При компоновке вентиляционных камер необходимо предусматривать возможность демонтажа и монтажа оборудования и удобство его обслуживания.

Размеры проходов и дверных проемов в камерах должны обеспечивать пронос оборудования хотя бы в разобранном виде. При больших размерах оборудования необходимо в строительных конструкциях предусматривать монтажные проемы.

Проходы для обслуживания оборудования должны быть шириной не менее 0,7 *м*.

Установка вентиляторов. Центробежные вентиляторы приточных и вытяжных систем, как правило, устанавливаются на виброоснованиях с пружинными виброизоляторами.

Без виброоснований вентиляторы устанавливаются только при расположении их на бетонных фундаментах непосредственно на грунте в помещениях, имеющих производственный шум 70 *дб* и более.

Установка вентиляторов на виброоснованиях при расположении их на площадках и междуэтажных перекрытиях не только предохраняет от распространения шума через строительные конструкции, но и значительно снижает динамические нагрузки. В зданиях с повышенными требованиями к уровню шума (театры, кинозалы и т. п.) следует применять виброоснования и при установке вентиляторов на бетонных фундаментах на грунте.

При установке вентиляторов на виброоснованиях обязательна установка мягких вставок на всасывающем и нагнетательном патрубках вентилятора. Вставки делаются из резины, прорезиненной ткани и стеклоткани.

При установке вентиляторов без виброоснований мягкие вставки необходимы при соединении с воздуховодами из строительных материалов (кирпич, бетон), их ставят также для предотвращения распространения шума по воздуховодам.

Нежелательна установка мягких вставок в системах аспирации и пневмотранспорта древесных отходов.

В этих случаях вентиляторы аспирационных и пневмотранспортных установок ставят без виброоснований. Для уменьшения производимого ими шума вентиляторы рекомендуется выносить за пределы рабочих помещений.

При заборе воздуха вентилятором непосредственно из отсека бетонной или кирпичной камеры на всасываю-

щем отверстии вентилятора устанавливают предохранительную решетку (рис. 13.3).

При транспортировании воздуха с повышенной влажностью, а также при установке вентилятора после мокрой очистки воздуха в нижней точке кожуха вентилятора предусматривается устройство дренажа в виде сифона из трубы $d=25$ *мм*.

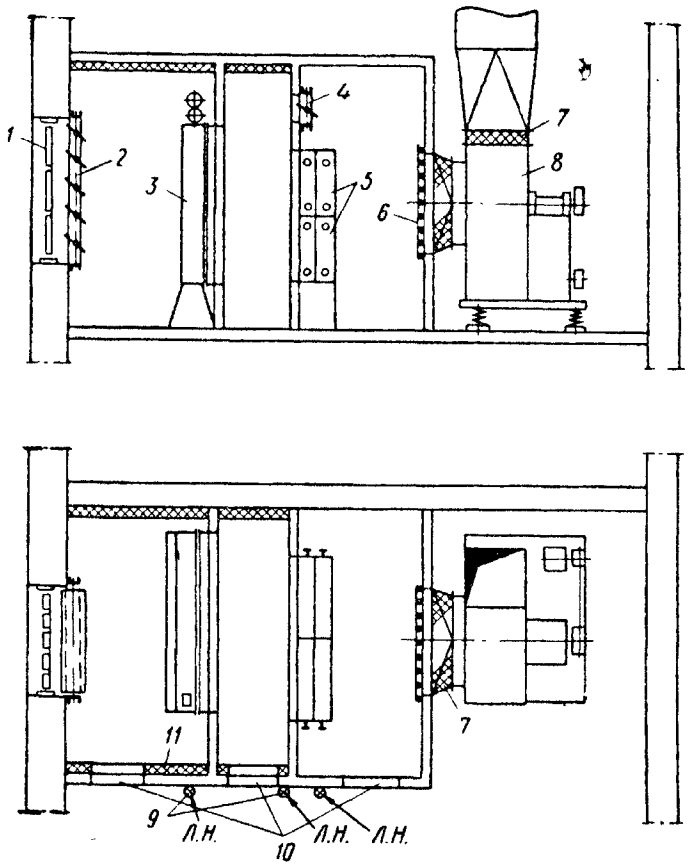


Рис. 13.3. Приточная камера

1 — неподвижные жалюзийные решетки; *2* — утепленный клапан; *3* — самоочищающийся масляный фильтр; *4* — обводной клапан; *5* — калориферы; *6* — предохранительная решетка; *7* — мягкие вставки; *8* — вентилятор; *9* — патрубки с заглушками; *10* — герметические двери; *11* — тепловая изоляция

Б. УСТАНОВКИ ПРИТОЧНОЙ ВЕНТИЛЯЦИИ

Приточные установки могут выполняться по различным технологическим и конструктивным схемам, с очисткой и без очистки воздуха от пыли.

Как правило, следует применять типовые приточные камеры, собираемые из отдельных секций, изготовляемых на заводах или в центральных заготовительных мастерских (ЦЗМ) по типовым чертежам серии ОВ-02-139, вып. 1, 2 и 3 и разработанным взамен их чертежам серии 3.904—11. вып. 1—3.

Конструирование приточных камер. Пример компоновки нетиповой приточной камеры приведен на рис. 13.3.

В камерах малой производительности (до 10 000—20 000 *м*³/*ч*) ограждения в строительных конструкциях следует выполнять только до калориферов. Соединение калориферов с вентилятором в этом случае выполняют в виде металлического конфузора.

Отсеки камер, расположенные до калориферов, изолируют изнутри пенобетоном или каким-либо другим утеплителем.

Воздухозабор. Воздухозаборные отверстия для предохранения от попадания в установки капель дождя, снега и т. д. закрываются неподвижными жалюзийными решетками. В настоящее время для этих целей применяются штампованные решетки из листовой стали.

После решеток устанавливают утепленные, как правило, многостворчатые клапаны с ручным и механическим приводом (последний блокируется с пуском вентилятора).

При опасности смерзания створок клапана применяют клапаны с электроподогревом.

Клапаны с подогревом применяют при автоматическом и дистанционном управлении камерой в районах с расчетной температурой ниже —10° С, при обслуживании камерой влажных помещений и расположении ее в верхней части здания, а также при переключении камеры в нерабочее время на рециркуляцию. Подогрев должен включаться за 15—20 *мин* до открытия клапана и выключаться с пуском вентиляционной системы.

Допускается объединять одной воздухозаборной шахтой вентиляционные системы, обслуживающие однохарактерные помещения. Нельзя объединять системы, обслуживающие взрывоопасные помещения, имеющие газо- и пылевыделения, а также резкие запахи (например, системы, обслуживающие общественные и административные помещения, с системами, обслуживающими столовые).

При общей воздухозаборной шахте для каждой системы устанавливают отдельный утепленный клапан.

Скорость воздуха в живом сечении воздухозаборных решеток и утепленных клапанов при расположении против них самоочищающихся масляных фильтров принимают не более 4 *м/сек* и при отсутствии фильтров — до 6 *м/сек*. Скорость воздуха в воздухозаборных шахтах 4—6 *м/сек*.

Установка фильтров. Очистку подаваемого воздуха от пыли в системах приточной вентиляции рекомендуется устраивать в соответствии с указаниями, приведенными в главе 4.

Самоочищающиеся фильтры следует устанавливать так, чтобы воздух набегал на поднимающиеся шторки и выходил со стороны опускающихся шторок и чтобы обслуживание фильтров (промывка, смена масла) производилось со стороны неочищенного воздуха, т. е. с загрязненной стороны камеры.

Фильтры следует устанавливать возможно дальше от воздухозаборных устройств, что предохраняет от попадания в них снега и дождевых капель. Фильтры для вторичной тонкой очистки воздуха (например, ЛАИК, рулонные, электрофильтры и др.) устанавливают после подогрева воздуха, а при очень высоких требованиях к обеспыливанию воздуха — и после вентилятора.

В приточных камерах, оборудованных ячейковыми фильтрами (например, Е. В. Рекка), следует предусматривать бачки для промывки фильтров в содовом растворе и для покрытия их маслом; для промывки подводят горячую воду и предусматривают трап для спуска промывных вод. Рекомендуется устраивать централизованную станцию для промывки ячеек.

При большом количестве самоочищающихся фильтров целесообразно устраивать централизованную установку для смены и очистки масла (рис. 13.4).

Место размещения установки централизованного снабжения фильтров маслом должно быть согласовано с пожарной инспекцией.

Для перекачки масла применяют шестеренчатые насосы типа РЗ.

Для очистки масла после отстоя можно применять передвижные или стационарные маслорегенерационные установки Всесоюзной конторы Реготмас или фильтр-прессы.

В отдельных случаях при легкоосаждающихся пылях допускается повторное использование масла после отстоя (без регенерации).

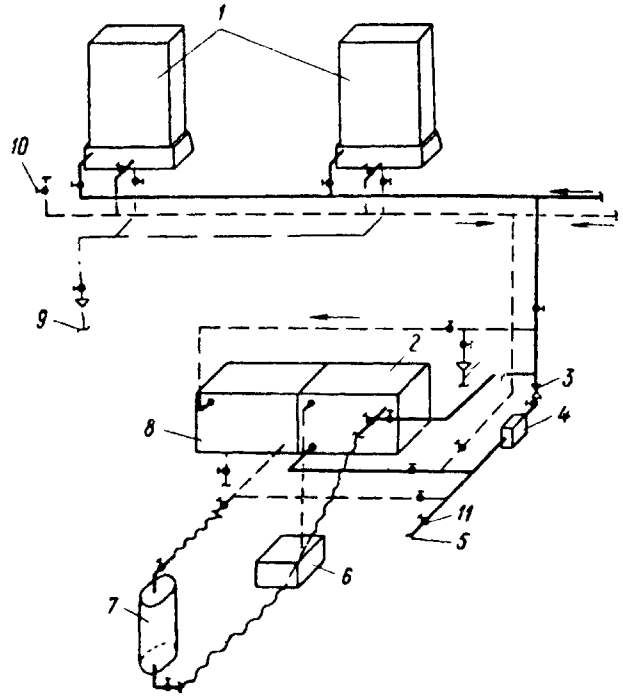


Рис. 13.4. Схема централизованной смены масла в самоочищающихся фильтрах

1 — самоочищающиеся фильтры; *2* — бак чистого масла; *3* — обратный клапан; *4* — насос; *5* — маслопровод от автоцистерны или бочек; *6* — поддон для перелива масла; *7* — маслорегенерационная установка; *8* — бак отработанного масла; *9* — спуск в канализацию; *10* — воздушный кран; *11* — пробочный кран. Трубопроводы: ——— чистого масла; — — — отработанного масла; — · — · — дренаж

Для промывки самоочищающихся масляных фильтров в помещении камеры (но не в холодной ее части) устанавливаются поливочный кран с подводкой горячей воды и трап для отвода ее в канализацию.

Установка калориферов. Воздух, как правило, нагревается в стальных пластинчатых или навивных калориферах, обогреваемых водой или паром. Расчет калориферов приведен в п. 13.3 «Г».

Калориферы следует устанавливать так, чтобы их корпусы и подводка теплоносителя находились в теплой части камеры (см. рис. 13.3).

При теплоносителе воде для первоначальной регулировки могут устанавливаться обводные клапаны с ручным управлением. Размер обводного клапана определяется следующим условием: потеря давления в клапане при пропуске через него всего воздуха должна равняться потере давления в калориферах.

При теплоносителе паре для регулирования температуры воздуха необходимо устанавливать перед калориферами сдвоенные клапаны, которые при открытии обвода перекрывают проход воздуха через калорифер, так как при паре регулирование нагрева воздуха сокращением подачи теплоносителя из-за опасности замерзания калориферов исключается.

Для предохранения калориферов от замерзания в холодных климатических районах (с расчетными температурами по климату Б —20° и ниже) рекомендуются следующие мероприятия:

1) скорость воды в трубках калориферов не должна быть менее 0,2 *м/сек*;

2) запас в поверхности нагрева калориферов не должен быть более 20%;

3) калориферы с вертикальными трубками устанавливать строго вертикально, а с горизонтальными — строго горизонтально во избежание скопления в них воздуха;

4) при теплоносителе воде калориферы рекомендуется соединять по прямоточно-перекрестной схеме: подавать теплоноситель в первый ряд калориферов по ходу воздуха, удалять из последнего ряда (обратно тому, как указано на рис. 13.5, *б*), хотя это в какой-то мере ухудшает теплоотдачу калориферов;

5) во всех верхних точках обвязки калориферов (при теплоносителе воде) ставить воздухосборники, а не воздушные краны;

6) при теплоносителе воде в камерах с автоматическим регулированием предусматривать автоматическое открытие регулирующего клапана при понижении температуры воды, выходящей из калориферов, до +20° С;

7) при выключенной камере предусматривать автоматическое включение теплоносителя в калориферы, если температура воздуха перед ними упадет до +3° С;

8) при теплоносителе паре при расчетных температурах —5° С и ниже не сокращать количества пара, подаваемого в калориферы, так как это может вызвать скопление в калорифере конденсата и его замерзание.

Нагрев воздуха следует регулировать с помощью обводного клапана, а при двухрядной установке — выключением второго по ходу воздуха ряда калориферов.

Установка глушителей шума. Глушители выбираются в зависимости от частотной характеристики шума и его уровня и устанавливаются на воздуховоде между вентилятором и помещениями по указаниям, приведенным в главе 17.

Размещение контрольно-измерительных и регулирующих приборов. Для замера статических давлений воздуха при наладке систем в ограждениях камеры следует предусматривать заделку патрубков из труб диаметром 15 *мм* с заглушками.

Патрубки должны размещаться:

а) до и после калориферов;

б) до и после фильтров;

в) до и после пластинчатых воздухоохладителей

В целях систематического контроля за степенью загрязнения периодически очищаемых фильтров рекомендуется устанавливать стационарные У-образные манометры или микроманометры, соединяемые резиновыми трубками с камерой до и после фильтров.

При ручном регулировании системы на воздуховоде после вентилятора устанавливается термометр.

При автоматическом регулировании проекты вентиляции и кондиционирования воздуха должны разрабатываться в полной увязке с проектами автоматического регулирования. В сантехнических проектах должны предусматриваться:

а) установка на трубопроводах регулирующих клапанов;

б) штуцеры на трубопроводах и воздуховодах для установки датчиков;

в) клапаны (заслонки) на воздуховодах;

г) места для установки щитов автоматизации со свободным фронтом обслуживания перед ними не менее 1—1,5 *м*;

д) при расчете трубопроводов, подводящих тепло к калориферам приточных камер, стремиться меньше расходовать давления в магистралях и больше в ответвлениях к калориферам, а также учитывать, что не менее 50% располагаемого давления на каждом регулируемом ответвлении должно расходоваться в регулирующих клапанах.

1500 до 120 000 *м*³/*ч* для теплоносителя воды (приложение V).

Тип приточной камеры выбирается исходя из производительности вентиляционной системы. Полное давление, развиваемое вентилятором, определяется как сумма сопротивлений камеры и сопротивлений сети разводящих воздуховодов.

Пример 13.1. Требуется подобрать приточную вентиляционную камеру производительностью 18000 *м*³/*ч*, работающую без

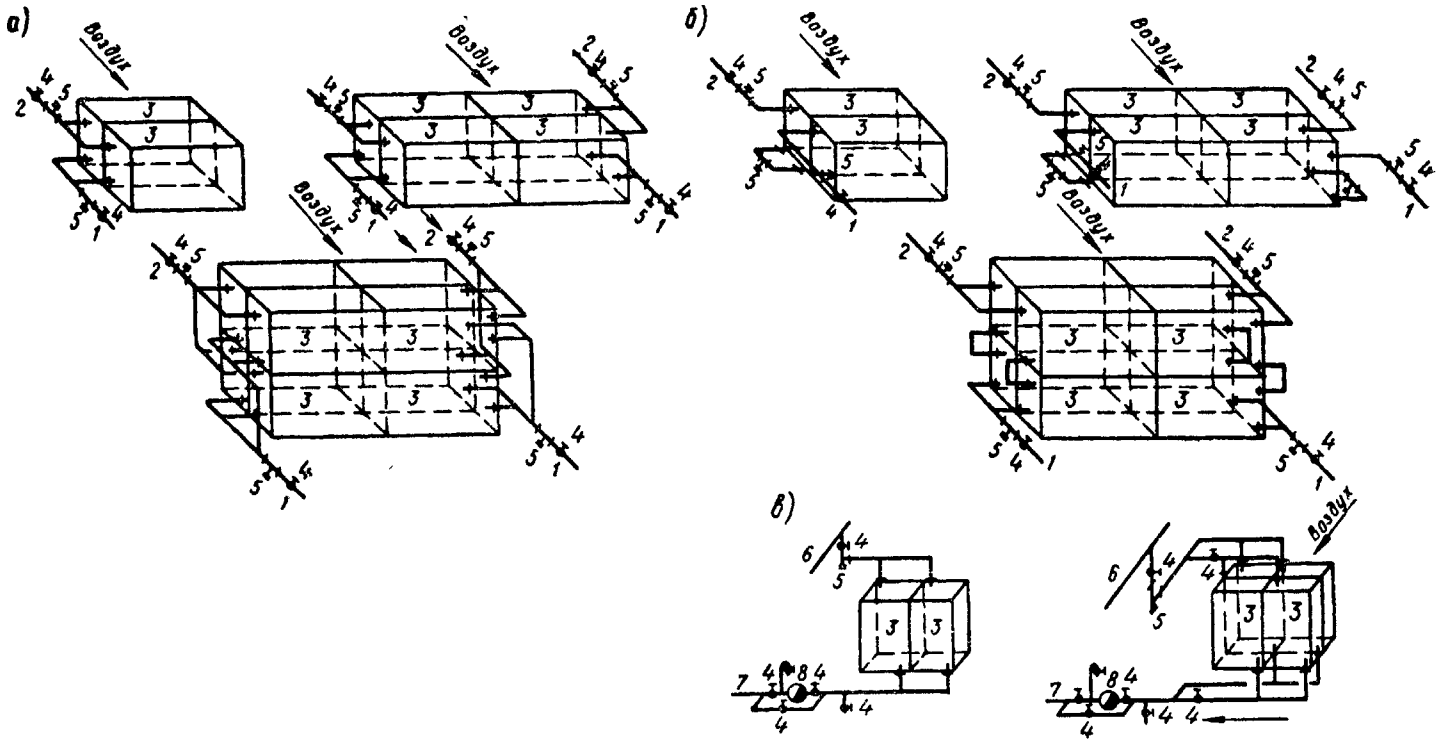


Рис. 13.5. Схемы подводок теплоносителя к калориферам

а — параллельное соединение многоходовых калориферов при воде; *б* — последовательное соединение многоходовых калориферов при воде; *в* — соединение калориферов при паре; *1* — горячая вода; *2* — обратная вода; *3* — калориферы; *4* — запорная арматура; *5* — тройники с пробками; *6* — пар; *7* — конденсат; *8* — конденсатоотводчики

Подвод теплоносителя к калориферам. Трубопроводы, питающие калориферные установки приточных камер (водоводы, паропроводы), как правило, не следует совмещать с трубопроводами: систем отопления, оборудуемых местными нагревательными приборами; водо- и пароводоподогревателей систем горячего водоснабжения; систем производственного назначения.

Следует объединять в одну систему калориферные установки приточных камер, агрегаты воздушного отопления и калориферы воздушно-тепловых завес.

Многоходовые калориферы при теплоносителе воде в зависимости от располагаемого давления соединяются параллельно и последовательно. Примеры соединения многоходовых калориферов приведены на рис. 13.5, *а* и *б*.

При теплоносителе паре калориферы соединяются параллельно (рис. 13.5, *в*). На каждой приточной камере, а при большом количестве калориферов — на группу калориферов следует устанавливать отдельный конденсатоотводчик.

Давление в системах, питающих калориферные установки паром или водой, должно быть не более 8 *кГ*/*см*².

Типовые приточные камеры. Разработаны и внедряются в производство камеры производительностью от

рециркуляции и предназначенную для компенсации вытяжки местными отсосами. В камере должен предусматриваться нагрев наружного воздуха от $t_н = -26°$ С до $t_к = +18°$ С и очистка его при помощи масляного самоочищающегося фильтра. Теплоноситель вода с расчетными параметрами $t_{гор} = 150°$, $t_{обр} = 70°$.

Решение 1. Для нагрева воздуха принимаем многоходовые калориферы типа СТД-3010В.

2. По табл. V.2 (приложение V) для производительности 18 000 *м*³/*ч* определяется камера КП-5а, состоящая из секций Г-5, К-5, КС-5д, СС-5, СФ-5 и ПС-5.

В связи с тем, что по заданию предусматривается нагрев и очистка воздуха, камера КП-5а должна выполняться с полным набором всех секций, т. е. по комплекту 1 (рис. V.2, приложение V).

3. По номограмме рис. V.5 определяется температура воздуха на выходе из калориферной установки: при однорядной установке калориферов по ходу воздуха $t_к = 13{,}7°$ С, при двухрядной установке по ходу воздуха $t_к = 42°$ С. Ход решения указан на номограмме.

В связи с необходимостью подогревать воздух до $t_к = +18°$ С следует принять два ряда калориферов по ходу воздуха с пропуском части его через обводную заслонку.

На рис. V.4 приводится принципиальное решение обвязки трубопроводом калориферной секции.

4. По табл. V.6 приложений определяется аэродинамическое сопротивление камеры КП-5 при производительности по воздуху 17 000 *м*³/*ч*. Для производительности 18 000 *м*³/*ч* общее сопротивление составит $h_к = 26{,}7$ *кГ*/[illegible] (находим по интерполя-

ции). С учетом двух рядов калориферов по ходу воздуха общее сопротивление камеры составит:

$$h_К = 26{,}7 + 1{,}5 = 28{,}2\ кГ/м^2.$$

5. По табл. V.2 определяется вентилятор Ц4-70 № 10 (исполнение 6). Полное давление, развиваемое вентилятором:

$$H_В = h_К + h_С = 28{,}2 + 23{,}8 = 52\ кГ/м^2,$$

где $h_К$ — сопротивление камеры;

$h_С$ — сопротивление сети разводящих воздуховодов.

6. По рис. I.27 (приложение I) определяется число оборотов вентилятора n=576 *об/мин*, его к. п. д.=0,79 и номер комплекта А10-5а.

7. По выбранному комплекту А10-5а по табл. 1.1 (приложение I) определяются: шкив вентилятора 3Б500; шкив электродвигателя 3Б200, сечение и стандартная длина ремня Б-3750, тип электродвигателя А02-42-4, установочная мощность двигателя 5,5 *квт*, число оборотов двигателя 1440 *об/мин* и рабочие чертежи виброизолирующего основания для положения кожуха вентилятора П0°—5Д101а.

8. При заводской поставке камера обозначается: «Венткамера, серия ОВ-02-139 КП-5а, комплект 1, без рециркуляционной заслонки, с калориферами СТД-3010В в два ряда, вентустановкой А10-5а, утепленная заслонка с пневмоприводом».

При изготовлении камеры силами монтажных организаций заказывается необходимое оборудование, определяемое по табл. V.2—V.5 (приложение V).

В. УСТАНОВКИ ВЫТЯЖНОЙ ВЕНТИЛЯЦИИ

Установки вытяжной механической вентиляции применяются двух типов: без очистки выбрасываемого воздуха и с устройствами для очистки воздуха перед его выбросом в атмосферу. К первым относятся установки общеобменной вентиляции и в некоторых случаях обслуживающие местные отсосы. Ко второй группе относятся установки, обслуживающие местные отсосы, при большом содержании вредностей и все установки аспирации и пневмотранспорта.

Если по характеру производства или по условиям безопасности труда перерыв в работе вытяжных вентиляционных установок недопустим, должны предусматриваться резервные установки или обеспечиваться возможность временного использования систем вентиляции других помещений для беспрерывного поддержания требуемых условий воздушной среды. Если допустимы перерывы в работе, достаточные для замены вышедшего из строя оборудования, то следует ограничиваться запасным оборудованием, хранящимся на складе.

При необходимости глушения аэродинамического шума, создаваемого вентилятором, глушители устанавливаются на воздуховоде между вентилятором и помещениями.

Установка пылеуловителей. Все пылеуловители для очистки воздуха перед выбросом его в атмосферу, как правило, следует устанавливать до вентилятора, что предохраняет вентиляторы от преждевременного износа. Исключение составляют циклоны для улавливания древесных отходов в системах пневмотранспорта, которые обычно устанавливаются после вентилятора.

Рукавные фильтры устанавливаются как до вентилятора, так и после (в зависимости от конструкции фильтра).

Не допускается установка пылеуловителей (циклонов, скрубберов и др.) после вентиляторов (на нагнетании) при расположении пылеуловителей в рабочих помещениях.

При мокрых способах очистки воздуха пылеуловители должны устанавливаться в отапливаемых помещениях (кроме южных районов). При сухих способах очистки воздуха пылеуловители можно устанавливать снаружи или в неотапливаемых помещениях.

При очистке воздуха, содержащего одновременно пыль и влагу, для удобства чистки воздуховода от налипающей пыли он должен быть коротким, для чего пылеуловитель следует устанавливать непосредственно около места отсоса, соединяя его с отсасывающим кожухом прямым участком воздуховода.

Пылеуловители, работающие под разрежением или давлением, необходимо оборудовать герметическими бункерами с шлюзовыми затворами, не допускающими подсоса или выброса воздуха через разгрузочные отверстия при опорожнении пылеуловителей.

Условия установки циклонов для улавливания древесных отходов приведены в главе 12, а пылеуловителей для взрывоопасных пылей — в разделе III.

Удаление пыли из пылеуловителей. При мокром способе очистки воздуха уловленная пыль в виде шлама по трубам направляется в специальные отстойники, откуда транспортируется в отвал. При сухом способе очистки следует использовать для удаления пыли транспортеры или другие устройства, направляя полученные отходы для дальнейшей обработки или в отвал.

При невозможности использования технологических средств уловленная пыль периодически удаляется специальными транспортерами, гидро- и пневмотранспортом, автомашинами, электрокарами. В этом случае пылеотделители должны оборудоваться пылесборниками (бункерами). При удалении пыли при помощи автомашин или электрокар под бункерами должен быть обеспечен свободный подъезд транспортных средств.

Устройство выбросов воздуха. Над выбросными шахтами для предохранения попаданий в них дождя и снега устанавливают зонты. Зонты не следует ставить при круглосуточной работе вытяжной системы и мокрой очистке отсасываемого воздуха, а также при применении «факельных» выбросов.

При большом количестве вытяжных систем выбросные шахты отдельных систем можно объединять в общую шахту.

Не следует объединять общей шахтой с другими вытяжными системами системы с местными отсосами, обслуживающие взрывоопасные помещения, содержащие вредные химические вещества и резкие запахи.

Устройство шахт в жилых и общественных зданиях приведено в главе 6.

13.3. ОБОРУДОВАНИЕ МЕХАНИЧЕСКОЙ ВЕНТИЛЯЦИИ

А. ВЕНТИЛЯТОРЫ

По принципу работы вентиляторы подразделяются на центробежные и осевые.

В зависимости от разности полных давлений, создаваемых при перемещении воздуха (с удельным весом на входе в вентилятор 1,2 $кг/м^3$), центробежные вентиляторы делят на следующие группы:

а) низкого давления — до 100 $кГ/м^2$;

б) среднего давления — от 100 до 300 $кГ/м^2$;

в) высокого давления — от 300 до 1200 $кГ/м^2$.

Центробежные вентиляторы одностороннего и двустороннего всасывания правого вращения имеют колесо, вращающееся по часовой стрелке, а левого — против часовой стрелки, если смотреть на вентилятор со стороны привода.

Положения кожухов центробежных вентиляторов обозначаются углом поворота корпуса относительно исходных положений (рис. 13.6). Отсчет углов φ производится по направлению вращения рабочего колеса.

Пример обозначения положения кожухов: вентиляторов одностороннего всасывания — ПО°, Пф° и ЛО°, Лф°; двустороннего всасывания — ДПО°, ДПф° и ДЛО°, ДЛф°.

Вентиляторы, как правило, приводятся в действие электродвигателями, с которыми они соединяются одним из следующих способов:

а) непосредственно на одном валу или через эластичную муфту;

б) клиноременной передачей с постоянным передаточным отношением;

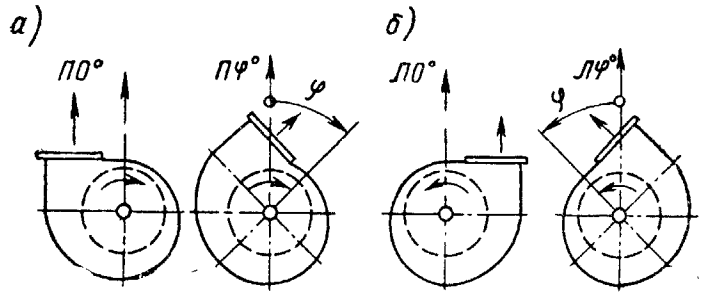


Рис. 13.6. Расположение кожухов центробежных вентиляторов

а — вентиляторы правые; *б* — вентиляторы левые

в) регулируемой бесступенчатой передачей через гидравлические и электрические муфты скольжения.

Схемы исполнений центробежных и осевых вентиляторов приведены в табл. 13.2.

Следует преимущественно применять вентиляторы с непосредственным соединением с электродвигателями (исполнение 1, 2, 3 и 8). Вентиляторы центробежные в исполнениях 8 и 9 и осевые в исполнениях 6 и 7 предназначаются для установки на покрытиях зданий.

В зависимости от состава перемещаемой среды вентиляторы изготовляют:

а) обычного исполнения — для перемещения неагрессивных сред с температурой не выше 150° С, не содержащих липких веществ, при содержании пыли и других твердых примесей не более 150 *мг/м*³;

б) антикоррозионного исполнения;

в) взрывобезопасного исполнения;

г) пылевые — для перемещения воздуха с содержанием пыли более 150 *мг/м*³.

Вентиляторы в антикоррозионном исполнении изготовляют из нержавеющей стали, алюминия (для некоторых сред) и других материалов. В отдельных случаях можно применять вентиляторы, выполняемые из углеродистой стали с антикоррозионными покрытиями.

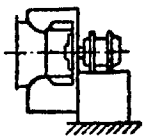
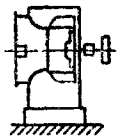
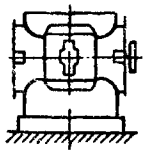
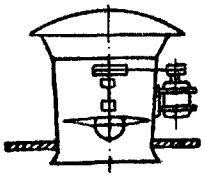
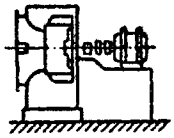
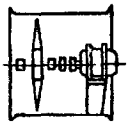
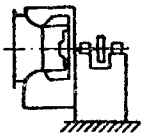
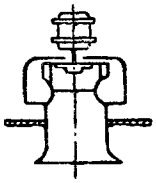
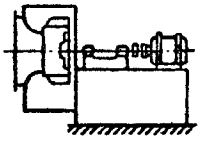
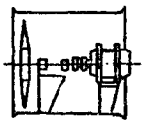
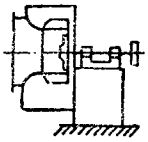
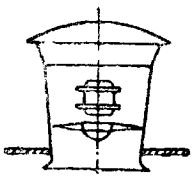
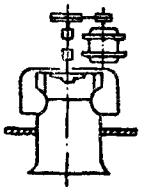
Вентиляторы во взрывобезопасном исполнении изготовляют в соответствии со специальными техническими условиями.

Для перемещения смесей, взрывающихся от удара, вентиляторы применять нельзя. В этом случае применяют эжекторы (глава 16).

Для систем пневмотранспорта древесных отходов применяют шестилопастные пылевые вентиляторы среднего и высокого давления (например, типов ЦП 7-40, Ц6-46).

Таблица 13.2

Схемы исполнений центробежных и осевых вентиляторов (по СНиП I-Г.5-62)

Центробежные	Осевые	Центробежные	Осевые	Центробежные	Осевые
Исполнение 1 	Исполнение 1 	Исполнение 4 	Исполнение 4 	Исполнение 7 	Исполнение 7 
Исполнение 2 	Исполнение 2 	Исполнение 5 	Исполнение 5 	Исполнение 8 	
Исполнение 3 	Исполнение 3 	Исполнение 6 	Исполнение 6 	Исполнение 9 	

В аспирационных системах могут применяться как шестилопастные, так и многолопастные вентиляторы среднего или высокого давления, устанавливаемые как до, так и после пылеуловителя.

Для удаления воздуха из верхних зон помещений применяются крышные вентиляторы.

Осевые крышные вентиляторы, как правило, следует применять для общеобменной вытяжной вентиляции без сети разводящих воздуховодов.

Центробежные крышные вентиляторы могут применяться как для общеобменной вентиляции, так и для установок с сетью воздуховодов, в том числе для многоэтажных зданий и для удаления воздуха от местных укрытий, когда не требуется очистка его перед выбросом в атмосферу. Применять крышные вентиляторы при липкой, волокнистой и цементирующейся пыли запрещается.

При повышенных требованиях к бесшумности следует отдавать предпочтение центробежным крышным вентиляторам.

Производительность вентиляторов следует выбирать с учетом потерь или подсосов воздуха в воздуховодах, вводя поправочные коэффициенты на расчетное количество воздуха: при стальных, пластмассовых и асбестоцементных (из труб) воздуховодах длиной до 50 *м* — 1,1; в остальных случаях — 1,15.

Кроме того, следует учитывать подсос воздуха в пылеуловителях (например, в рукавных фильтрах ФВ). Соответствующие указания приводятся в заводских характеристиках.

Вентиляторы следует подбирать по рекомендуемым комплектациям (табл. I.1, I.15 и I.17 приложения I) и сводным графикам комплектов (рис. I.1, I.2, I.49 и I.56 там же), разработанным с учетом оптимальных технико-экономических показателей [1].

В сводном графике для подбора вентиляторов общего назначения (рис. I.1) приводятся вентиляторы типов Ц4-70 и Ц4-76, в зонах же, не охватываемых этими вентиляторами, используются вентиляторы типа Ц9-57 № 3, 4, 5 и 6. На рис. I.49 приведен график для пылевых вентиляторов Ц6-46 и на рис. I.56 — для вентиляторов ЦП7-40 (приложение I).

Вентиляторы типа Ц6-46 следует применять для давлений до 200 *кГ/м²* при неабразивной пыли. Вентиляторы типа ЦП7-40 — для давлений до 350—400 *кГ/м²* при неабразивной и абразивной пыли.

Вентиляторы выбираются в следующем порядке:

1) по заданным значениям производительности и давления на сводном графике (приложение I) находят точку пересечения координат L — H. Если эта точка располагается между «рабочими характеристиками», то ее сносят по вертикали на нижележащую «рабочую характеристику» и пересчитывают систему на новое давление, соответствующее полученной рабочей точке, или же повышают ее до вышерасположенной «рабочей характеристики»;

2) по «рабочей точке» находят полное обозначение участка рабочей характеристики, соответствующее обозначению комплекта;

3) по обозначению комплекта в табл. I.1, I.15 и I.17 находят тип и номер вентилятора, размеры шкивов и ремней клиноременной передачи, тип электродвигателя и обозначение виброизолирующего основания.

Пример 13.2. Подобрать вентилятор при $L=12\,000$ *м³/ч* и $H=48$ *кГ/м²*.

Решение. 1. По сводному графику рис. I.1 по заданным L и H находим точку I и сносим ее на вышерасположенную «рабочую характеристику» в точку II, соответствующую «рабочей точке» вентилятора.

2. По расположению точки II находим полное обозначение комплекта А10-5в.

3. По табл. I.1 для комплекта А10-5в должно быть принято следующее оборудование: вентилятор типа Ц4-70 № 10, схема исполнения 6, число оборотов вентилятора $n_в=568$ *об/мин*; шкив вентилятора 3Б500; шкив электродвигателя 2Б200; клиновой ремень Б-3750; мощность электродвигателя 3 *квт*, тип электродвигателя А02-32-4; число оборотов двигателя 1420 *об/мин*; виброизолирующее основание 3Д101б.

В отдельных случаях вентиляторы приходится выбирать по индивидуальным характеристикам.

По заданным L и H находят число оборотов вентилятора n *об/мин* и его коэффициент полезного действия η. Характеристики даны в пределах допустимых чисел оборотов вентиляторов из условий их прочности, поэтому применение вентиляторов с числами оборотов больше указанных не допускается.

Число оборотов вентиляторов ограничивают условиями бесшумности. При этом следует руководствоваться материалами, приведенными в главе 17.

При определении размера (номера) вентилятора следует стремиться к тому, чтобы заданным значениям L и H соответствовало максимальное значение к. п. д., но не было ниже 0,85 максимального.

Характеристики вентиляторов составлены для стандартных условий, т. е. для чистого воздуха при $t=20°$ С, $\varphi=50\%$, $\gamma=1{,}2$ *кг/м³*, $Б=760$ *мм рт. ст.* Поэтому для условий, отличающихся от стандартных, при выборе вентилятора следует принимать условное давление:

$$H_у = H_р \frac{273+t}{293} \cdot \frac{760}{Б} \cdot \frac{\gamma_в}{\gamma_г} \; кГ/м^2, \qquad (13.1)$$

где $H_р$ — расчетное сопротивление сети в *кГ/м²* (для систем пневмотранспорта и аспирации с учетом потерь на примеси п. 14.1«в»);
t — температура воздуха или газа в *град*;
$Б$ — барометрическое давление в месте установки вентилятора в *мм рт. ст.*;
$\gamma_г$ — удельный вес газа ($t=0°$ С и $Б=760$ *мм рт. ст.*);
$\gamma_в$ — удельный вес воздуха при тех же условиях.

Потребную мощность на валу электродвигателя N определяют по формулам:

а) при перемещении чистого воздуха для стандартных условий и при повышенной температуре его

$$N = \frac{LH_р}{3600 \cdot 102 \eta_в \eta_п} \; квт; \qquad (13.2)$$

б) при перемещении воздуха с механическими примесями

$$N = \frac{1{,}2LH_р}{3600 \cdot 102 \eta_в \eta_п} \; квт, \qquad (13.3)$$

где $\eta_в$ — к. п. д. вентилятора, принимаемый по характеристикам;
$\eta_п$ — к. п. д. передачи, принимаемый по табл. 13.3.

Установочную мощность электродвигателя $N_у$ определяют по формуле

$$N_у = K_з N \; квт, \qquad (13.4)$$

[1] До выпуска заводами агрегированных вентиляторных установок (приложение I) следует пользоваться рекомендуемыми комплектациями для выбора входящего в агрегат оборудования.

где $K_з$ — коэффициент запаса мощности, принимаемый по табл. 13.4.

При установке электродвигателей в помещении с температурой 45° С установочную мощность электродвигателя $N_у$ необходимо увеличивать на 8%, а при 50° С — на 15%.

Пример 13.3. Подобрать центробежный вентилятор для перемещения $L=40\,000$ *м³/ч* чистого воздуха с температурой $t=90°$ С. Сопротивление сети воздуховодов $H_р=70$ *кГ/м²*. Барометрическое давление $Б=730$ *мм рт. ст.*

Решение. Так как температура перемещаемого воздуха отличается от стандартной ($t=20°$ С), по формуле (13.1) определяем условное давление для подбора вентилятора:

$$H_у = 70 \cdot \frac{273+90}{293} \cdot \frac{760}{730} = 90 \text{ кГ/м}^2.$$

Таблица 13.3

Коэффициенты полезного действия передач $\eta_п$

Род передачи	К.п.д.
Непосредственная насадка колеса вентилятора на вал электродвигателя	1
Соединение вала вентилятора и электродвигателя при помощи муфты	0,98
Ременный привод с клиновыми ремнями	0,95

Таблица 13.4

Коэффициенты запаса мощности $K_з$

Мощность на валу электродвигателя в *квт*	Коэффициент запаса	
	при центробежном вентиляторе	при осевом вентиляторе
До 0,5	1,5	1,2
От 0,51 до 1	1,3	1,15
„ 1,01 „ 2	1,2	1,1
„ 2,01 „ 5	1,15	1,05
Более 5	1,1	1,05

Этим условиям удовлетворяет центробежный вентилятор типа Ц4-70 № 12, который при $L=40\,000$ *м³/ч* и $H=90$ *кГ/м²* имеет к. п. д.=0,78 (приложение I).

В точке пересечения линии давления и производительности по характеристике для данного номера вентилятора находим число оборотов вентилятора $n=650$ *об/мин*.

При установке вентилятора на клиноременной передаче потребная мощность электродвигателя по формуле (13.2) составит:

$$N = \frac{40\,000 \cdot 70}{3600 \cdot 102 \cdot 0{,}78 \cdot 0{,}95} = 10{,}3 \text{ квт}.$$

Установочная мощность электродвигателя с учетом запаса по формуле (13.4) должна быть не менее:

$$N_у = 10{,}3 \cdot 1{,}1 = 11{,}3 \text{ квт}.$$

Принимается ближайший больший по мощности электродвигатель.

Б. ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛИ

При установке двигателей в сухих, малозапыленных помещениях, не содержащих в воздухе агрессивных газов и пожаро-взрывоопасных веществ, применяются защищенные двигатели исполнения А2.

В помещениях пыльных, влажных и содержащих агрессивные газы, а также при установке на открытом воздухе применяются закрытые обдуваемые двигатели исполнения АО2 и АОЛ2.

В помещениях, содержащих взрывоопасные соединения, а также при установке в одном помещении с вытяжными вентиляторами, обслуживающими взрывоопасные производства, применяются двигатели во взрывобезопасном исполнении. Условия установки электродвигателей во взрывоопасных помещениях приведены в разделе III.

При клиноременных передачах электродвигатели устанавливаются на салазках.

Данные по электродвигателям приведены в приложении 29 части I справочника проектировщика «Отопление, водопровод и канализация».

В. ПЕРЕДАЧИ

Соединительные муфты. При непосредственном соединении двигателей с вентиляторами по схемам исполнения 2 и 3 применяют упругие втулочно-пальцевые муфты типа МУВП (ГОСТ 2229—55).

Муфты этой конструкции изготовляются двух типов: нормальные (тип МН) для передачи крутящих моментов от 12,8 до 1535 *кГм* и облегченные (тип МО) для передачи крутящих моментов от 6,7 до 716 *кГм*.

Крутящий момент M определяют по формуле

$$M = 526{,}6 \frac{N}{n} \text{ кГм}, \qquad (13.5)$$

где N — установочная мощность электродвигателя в *квт*;
n — число оборотов в минуту вала, на котором устанавливается муфта.

Технические данные соединительных муфт и их размеры даны в приложении 30 части I справочника проектировщика «Отопление, водопровод и канализация».

Клиноременные передачи. При соединении двигателей с вентиляторами по схемам 4, 5, 6 и 7 применяют клиноременную передачу. Клиноременную передачу рассчитывают по серии ОВ-02-130, вып. 1 и 2 или ГОСТ 1284—57.

Гидромуфты. Гидромуфты применяются для привода больших вентиляторов, когда необходимо постоянное (несезонное) регулирование количества подаваемого воздуха и не может быть применен регулирующий направляющий аппарат (например, при вентиляторах двустороннего всасывания).

Гидравлические муфты для вентиляторов разработаны и выпускаются Харьковским заводом кондиционе-

ров комплектно с электродвигателями мощностью 40, 55, 75 и 100 *квт* на общей раме. Рабочей жидкостью является масло «индустриальное 12», ГОСТ 1707—51. Передача на вентилятор осуществляется клиновыми ремнями.

Индукторные муфты скольжения. Индукторные муфты скольжения, как и гидромуфты, применяются для привода вентиляторов при необходимости регулирования скорости их вращения.

Индукторные муфты скольжения для вентиляторов и насосов выпускаются заводом «Киргизкабельмаш» (разработаны ГПИ Тяжпромэлектропроект) серии ИМС на крутящие моменты 7, 20, 40, 75, 100 и 160 *кГм*. Скорость вращения вентилятора регулируется изменением величины тока возбуждения и может меняться от 0 до 95% числа оборотов приводного электродвигателя. Мощность возбуждения не превышает 0,5—1% передаваемой мощности. Питание цепи возбуждения осуществляется от сети 220 *в* переменного тока через соленоидный выпрямитель. Для регулирования тока возбуждения муфт серии ИМС вручную применяют вариаторы напряжения; при автоматическом управлении — либо воздействуют с помощью исполнительного механизма, либо в схеме управления вместо вариатора предусматривают магнитный усилитель.

Г. КАЛОРИФЕРЫ

Пластинчатые калориферы изготовляют одноходовые с вертикальным расположением трубок и многоходовые (по теплоносителю) с горизонтальным расположением трубок.

Одноходовые калориферы применяют при теплоносителе паре. Многоходовые калориферы применяют исключительно при теплоносителе воде.

При теплоносителе воде калориферы следует устанавливать в такой последовательности, чтобы скорость воды в трубках калориферов была не менее 0,2—0,3 и не более 1,5 *м/сек*, так как при меньших скоростях воды резко падает коэффициент теплопередачи.

Такие скорости могут обеспечиваться применением многоходовых калориферов и соединением их последовательно по теплоносителю.

Гидравлическое сопротивление всех типов калориферов и элементов типовых секций подогрева центральных кондиционеров можно определять по графику рис. 13.7 с поправочными коэффициентами, приведенными в табл. 13.5, составленными на основании исследований НИИСТ и ВНИИГС.

Поверхность нагрева калориферов определяют при следующих наружных температурах и расходах тепла:

1) при вентиляции, рассчитываемой на температуру, соответствующую параметрам Б (отопительную), — по фактическому расходу тепла на нагрев воздуха Q при наружной температуре, соответствующей параметрам Б;

2) при вентиляции, рассчитываемой на температуру, соответствующую параметрам А (вентиляционную);

а) при теплоносителе паре — по фактическому расходу тепла на нагрев воздуха при наружной температуре, соответствующей параметрам А;

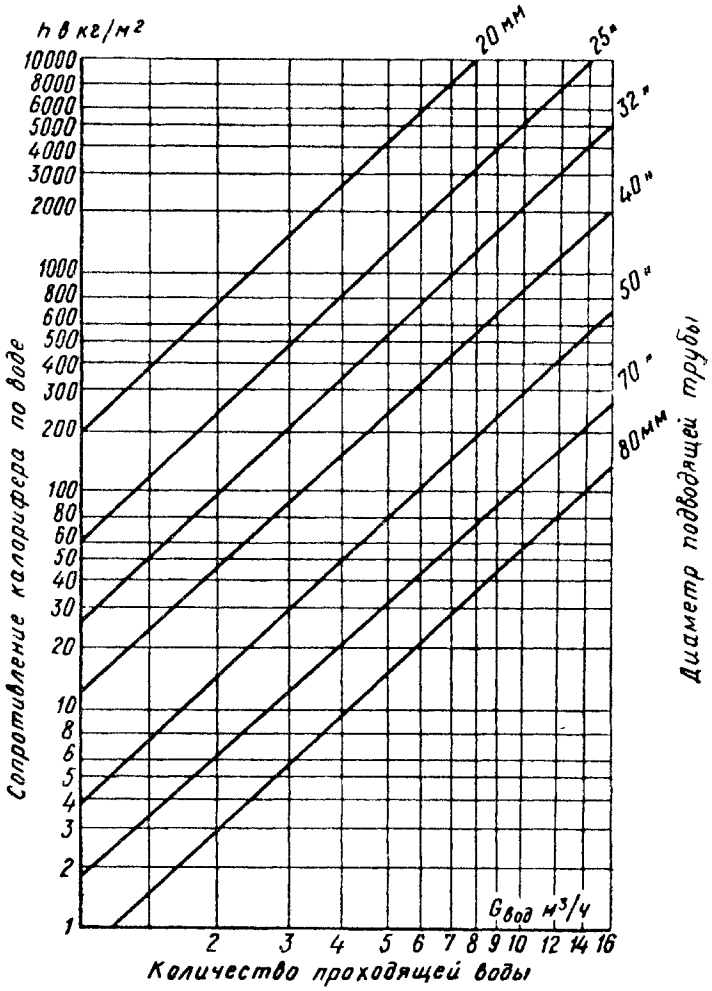


Рис. 13.7. График для определения гидравлических потерь в одноходовых калориферах (если диаметр подводящей трубы больше диаметра штуцера калорифера при расчете принимать диаметр штуцера калорифера)

б) при теплоносителе воде с качественным регулированием — по условному расходу тепла на нагрев воздуха, определяемому при наружной температуре, соответствующей параметрам Б при сохранении полного расчетного расхода наружного воздуха;

3) при воздушном отоплении, совмещенном с вентиляцией, если системы вентиляции рассчитаны на температуру, соответствующую параметрам Б, — по фактическому расходу тепла на нагрев воздуха при наружной температуре, соответствующей параметрам Б;

Таблица 13.5

Поправочные коэффициенты для учета влияния количества ходов на гидравлическое сопротивление многоходовых калориферов

Количество ходов в калорифере	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Поправочный коэффициент	1	1,5	2	2,7	3,4	4,1	4,7	5,4	6,1	6,8	7,5	8,2

4) при воздушном отоплении, совмещенном с вентиляцией, если системы вентиляции рассчитаны на температуру, соответствующую параметрам А:

а) при теплоносителе паре — по суммарной потребности в тепле на отопление при расчетной температуре наружного воздуха, соответствующей параметрам Б, и на вентиляцию при расчетной температуре, соответствующей параметрам А;

б) при теплоносителе воде с качественным регулированием — по суммарной потребности в тепле на отопление при расчетной температуре наружного воздуха, соответствующей параметрам Б, и на вентиляцию по условной потребности, определяемой тоже при расчетной температуре для параметров Б, при сохранении полного расчетного расхода наружного воздуха.

Действительное количество тепла, подводимого к калориферу, определяется суммой расходов тепла на отопление, соответствующее расходу при расчетной температуре наружного воздуха, соответствующей параметрам Б, и для вентиляции — соответственно параметрам А. Количество теплоносителя определяется с учетом условной потребности тепла на вентиляцию, определяемой при расчетной температуре для параметров Б.

Для сохранения постоянного расхода тепла на нагревание наружного воздуха при температуре ниже расчетной по параметрам А следует предусматривать уменьшение количества наружного воздуха, подаваемого вентиляционной системой, и регулирование теплопроизводительности калориферов обводным клапаном или изменением расхода теплоносителя.

Расчет калориферов производится в следующем порядке.

1. Задаваясь весовой скоростью воздуха $v\gamma$, определяют необходимое живое сечение калориферов по воздуху:

$$f' = \frac{G}{3600 v\gamma}\ м^2, \qquad (13.6)$$

где G — количество нагреваемого воздуха в *кг/ч*.

2. Пользуясь техническими данными о калориферах (приложение II), исходя из необходимой площади живого сечения f' подбирают номер и количество устанавливаемых параллельно калориферов и определяют их действительную площадь живого сечения f.

Количество калориферов должно быть минимальным.

3. Определяют действительную весовую скорость в калориферах:

$$v\gamma = \frac{G}{3600 f}\ кг/сек \cdot м^2. \qquad (13.7)$$

4. При теплоносителе воде определяют количество проходящей через каждый калорифер воды:

$$G_{вод} = \frac{Q}{1000\,(t_{гор} - t_{обр})\,n}\ м^3/ч, \qquad (13.8)$$

где Q — расход тепла на нагрев воздуха, определяемый согласно приведенным выше указаниям, в *ккал/ч*;
$t_{гор}$ — температура воды на входе в калориферы в °С;
$t_{обр}$ — температура воды на выходе из калориферов в °С;
n — количество калориферов, параллельно включаемых по теплоносителю.

5. Определяют скорость воды в трубках калориферов

$$\omega = \frac{G_{вод}}{3600 f_{тр}}\ м/сек, \qquad (13.9)$$

где $f_{тр}$ — живое сечение трубок калориферов для прохода воды в $м^2$.

6. По весовой скорости воздуха $v\gamma$ и скорости воды ω (при паре только по весовой скорости) по таблицам, составленным для каждой модели калориферов, находят коэффициент теплопередачи калорифера K, *ккал/м²* × × *ч · град*.

7. Определяют необходимую поверхность нагрева калориферной установки

$$F'_у = \frac{Q}{K\left(T_{ср} - \frac{t_н + t_в}{2}\right)}, \qquad (13.10)$$

где $T_{ср}$ — средняя температура теплоносителя:

а) при теплоносителе воде

$$T_{ср} = \frac{t_{гор} + t_{обр}}{2}\ °С;$$

б) при насыщенном паре давлением до 0,3 *кГ/см²*
$T_{ср} = 100°$ С;

в) при насыщенном паре давлением более 0,3 *кГ/см²*
$T_{ср} = t_{пара}$;

$t_{пара}$ — температура насыщенного пара, соответствующая его давлению;
$t_н$ — начальная температура нагреваемого воздуха в °С;
$t_в$ — конечная температура нагретого воздуха в °С.

8. Определяют общее количество установленных калориферов

$$n' = \frac{F'_у}{F_к}, \qquad (13.11)$$

где $F_к$ — поверхность нагрева одного калорифера выбранной модели.

9. Округляя количество калориферов до кратного количества их в первом ряду n, определяют действительную поверхность нагрева установки $F_у$:

$$F_у = F_к n\ м^2.$$

10. Определяют запас в поверхности нагрева

$$\frac{F_у - F'_у}{F'_у}\ 100\%. \qquad (13.12)$$

Запас должен составлять 10—20%. При большем запасе следует принять другую модель или номер калорифера и произвести расчет снова.

11. По таблицам, приведенным в приложении II, по весовой скорости воздуха определяют сопротивление калориферной установки по воздуху.

12. По графику рис. 13.7 в зависимости от количества воды и размера подводящих труб калорифера определяется сопротивление калорифера по воде.

При многоходовых калориферах полученное по графику рис. 13.7 сопротивление умножается на поправочный коэффициент, приведенный в табл. 13.5.

Сопротивление калориферной установки определяется умножением сопротивления одного калорифера на число их, последовательно соединенных по воде.

13. К полученным по таблицам сопротивлениям следует давать запас на сопротивление по воздуху 10%, на сопротивление по воде — 20%.

Пример 13.4. Подобрать установку, состоящую из калориферов типа КМС, для приточной камеры, работающей с перегревом воздуха для отопления. Вентиляция общеобменная, рассчитываемая соответственно расчетным параметрам А. Количество нагреваемого воздуха $G=50\,000$ *кг/ч*.

Максимальный расход тепла на отопление $Q_0=180\,000$ *ккал/ч*.

Расчетные температуры наружного воздуха: соответствующая параметрам А $t_{н.в}=-15°$ С; соответствующая параметрам Б (отопительная) $t_{н.о}=-26°$ С.

Температура в рабочей зоне помещения $t_{р.з}=16°$ С.

Теплоноситель вода с температурами $t_{гор}=150°$ С, $t_{обр}=70°$ С.

Решение 1. Определяем действительный максимальный расход тепла на вентиляцию

$$Q_в = 50\,000 \cdot 0{,}24\,(16 + 15) = 372\,000 \text{ ккал/ч}.$$

2. Общий максимальный расход тепла

$$Q = 180\,000 + 372\,000 = 552\,000 \text{ ккал/ч}.$$

3. Определяем условный расход тепла на вентиляцию для расчета калориферов

$$Q^{у}_{в} = 50\,000 \cdot 0{,}24\,(16 + 26) = 504\,000 \text{ ккал/ч}.$$

4. Общий условный расход тепла для расчета калориферов

$$Q^{у} = 180\,000 + 504\,000 = 684\,000 \text{ ккал/ч}.$$

5. Определяем условную конечную температуру приточного воздуха

$$t^{у}_{к} = 16 + \frac{180\,000}{0{,}24 \cdot 50\,000} = 16 + 15 = 31° \text{ С}.$$

Действительная температура перегрева воздуха при —26° С будет выше (так как объем подаваемого воздуха будет сокращен) и может быть определена по формуле

$$t_к = t_{р.з} + \frac{Q_0}{Q_в}\,(t_{р.з} - t_{н.о}).$$

6. Задаваясь весовой скоростью воздуха $v_γ=8$ *кг/сек · м²*, определяем необходимое живое сечение калориферов по воздуху по формуле (13.6)

$$f' = \frac{50\,000}{3600 \cdot 8} = 1{,}74 \text{ м}^2.$$

7. Устанавливая в первом ряду 4 калорифера модели КМС-9, определяем действительную площадь сечения для прохода воздуха (см. табл. II.26):

$$f = 0{,}486 \cdot 4 = 1{,}95 \text{ м}^2.$$

8. Определяем действительную весовую скорость воздуха в калориферах по формуле (13.7)

$$v_γ = \frac{50\,000}{3600 \cdot 1{,}95} = 7{,}1 \text{ кг/сек} \cdot \text{м}^2.$$

9. Определяем количество воды, проходящей через каждый калорифер, при устройстве 4 групп калориферов, параллельно соединенных по воде по формуле (13.8):

$$G_{вод} = \frac{684\,000}{1000\,(150 - 70)4} = 2{,}14 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

10. Определяем скорость воды в трубках калориферов по формуле (13.9):

$$\omega = \frac{2{,}14}{3600 \cdot 0{,}00178} = 0{,}34 \text{ м/сек}.$$

11. По $v_γ$ и ω путем интерполирования значений, приведенных в табл. II.7 (приложение II), находим коэффициент теплопередачи калорифера:

$$K = 21{,}7 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}.$$

12. Определяем необходимую поверхность нагрева калориферной установки по формуле (13.10):

$$F'_{у} = \frac{684\,000}{21{,}7\left(\frac{150 + 70}{2} - \frac{-26 + 31}{2}\right)} = 293 \text{ м}^2.$$

13. Определяем необходимое количество устанавливаемых калориферов КМС-9 по формуле (13.11):

$$n = \frac{293}{41{,}6} = 7 \text{ шт}.$$

Ставим 8 калориферов — 2 ряда по 4 шт. в каждом с общей поверхностью нагрева

$$41{,}6 \cdot 8 = 332 \text{ м}^2.$$

14. Определяем величину запаса в поверхности нагрева калориферов по формуле (13.12):

$$\frac{332 - 293}{293}\,100 = 13{,}3\%,$$

что в пределах нормального.

15. По весовой скорости воздуха $v_γ=7{,}1$ *кг/сек · м²* определяем сопротивление 2 рядов калориферов по воздуху (табл. II.8), установленных последовательно, с учетом запаса в размере 10%:

$$3{,}9 \cdot 2 \cdot 1{,}1 = 8{,}6 \text{ кГ/м}^2.$$

16. По расходу воды $G_{вод}=2{,}14$ *м³/ч* и принятому диаметру подводящей трубы к калориферу 40 *мм* определяем сопротивление одноходового калорифера $h_1=50$ *кГ/м²* (рис. 13.7). По табл. II.26 находим, что калорифер КМС-9 имеет по теплоносителю 6 ходов. Вводя согласно табл. 13.5 поправочный коэффициент 4,1, находим сопротивление двух установленных последовательно калориферов с учетом запаса в размере 20%:

$$h = 50 \cdot 4{,}1 \cdot 2 \cdot 1{,}2 = 500 \text{ кГ/м}^2.$$

Глава 14

РАСЧЕТ ВОЗДУХОВОДОВ

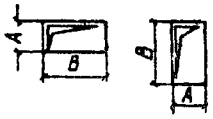
14.1. РАСЧЕТ ВОЗДУХОВОДОВ ДЛЯ ВЕНТИЛЯЦИИ

А. РАЗМЕРЫ ВОЗДУХОВОДОВ

Поперечные сечения круглых и прямоугольных стальных воздуховодов следует принимать по табл. 14.1; прямоугольных асбестоцементных воздуховодов — по табл. 14.2; воздуховодов из винипласта — по табл. 14.3 и кирпичных — по табл. 14.4.

Таблица 14.1

Размеры круглых и прямоугольных стальных воздуховодов для систем вентиляции и пневмотранспорта



Круглые воздуховоды			Прямоугольные воздуховоды			
			размеры в *мм*			
$d_{нар}$ в *мм*	площадь сечения в $м^2$	периметр в *мм*	*A*	*B*	площадь сечения в $м^2$	периметр в *мм*
100	0,0079	314	100	160	0,016	520
110	0,0095	345	100	200	0,020	600
125	0,0123	392	160	160	0,0256	640
140	0,0154	440	160	200	0,032	720
160	0,02	502	200	200	0,04	800
180	0,0255	566	200	250	0,05	900
200	0,0314	628	200	400	0,08	1200
225	0,04	706	250	250	0,0625	1000
250	0,049	785	250	400	0,1	1300
280	0,0615	879	250	500	0,125	1500
315	0,078	989	400	400	0,16	1600
355	0,099	1115	400	500	0,2	1800
400	0,126	1256	400	800	0,32	2400
450	0,159	1413	500	500	0,25	2000
500	0,196	1570	500	800	0,4	2600
560	0,246	1760	500	1000	0,5	3000
630	0,312	1978	800	800	0,64	3200
710	0,396	2230	800	1000	0,8	3600
800	0,501	2512	1000	1000	1	4000
900	0,635	2830	1000	1250	1,25	4500
1000	0,785	3140	1000	1600	1,6	5200
1120	0,985	3520	1000	2000	2	6000
1250	1,23	3930	1600	1600	2,56	6400
1400	1,54	4400	1600	2000	3,2	7200
1600	2,01	5030	—	—	—	—

Примечание. Размеры воздуховодов приняты по нормали на металлические воздуховоды круглого и прямоугольного сечения (серия А3-187), утвержденной приказом Главпромстройпроекта № 58 от 29 сентября 1966 г.

Таблица 14.2

Размеры и вес прямоугольных асбестоцементных воздуховодов

Внутренние размеры в *мм*		Живое сечение в $м^2$	Наружные размеры в *мм*		Наружная поверхность 1 *пог. м* в $м^2$	Длина *L* в *мм*	Толщина стенок δ в *мм*	Вес 1 *пог. м* в *кг*
a	*b*		*A*	*B*				
100	100	0,010	116	116	0,464	2000 3000	8	4,1
100	150	0,015	116	166	0,564	2000 3000	8	5,6
150	150	0,0225	166	166	0,664	2000 3000	8	6,7
150	200	0,03	168	218	0,772	4000	9	7,7
150	300	0,045	168	318	0,972	4000	9	10
200	200	0,04	218	18	0,872	4000	9	10,5
200	300	0,06	218	318	1,072	4000	9	11,2
200	400	0,08	220	420	1,28	4000	10	14
300	300	0,09	320	320	1,28	4000	10	14

Таблица 14.3

Размеры и вес воздуховодов из винипласта

Размеры в *мм*			Площадь сечения в $м^2$	Периметр в *мм*	Вес 1 *пог. м* в *кг* при толщине винипласта в *мм*			
A	*B*	$d_{нар}$			2	3	4	5
			Прямоугольные воздуховоды					
100	160	—	0,016	520	1,46	—	—	—
100	200	—	0,02	600	1,68	—	—	—
160	160	—	0,0256	640	1,79	—	—	—
160	200	—	0,032	720	2,02	—	—	—
200	200	—	0,04	800	2,24	—	—	—
200	250	—	0,05	900	2,52	—	—	—
200	400	—	0,08	1200	—	5,04	—	—
250	250	—	0,0625	1000	2,8	—	—	—
250	400	—	0,10	1300	—	5,46	—	—
250	500	—	0,125	1500	—	6,3	—	—
400	400	—	0,16	1600	—	6,72	—	—
400	500	—	0,2	1800	—	7,55	—	—
400	800	—	0,32	2400	—	—	13,4	—
500	500	—	0,25	2000	—	—	11,2	—
500	800	—	0,4	2600	—	—	14,6	—
500	1000	—	0,5	3000	—	—	16,8	—
800	800	—	0,64	3200	—	—	17,92	—
800	1000	—	0,8	3600	—	—	—	25,2
1000	1000	—	1	4000	—	—	—	28
1000	1250	—	1,25	4500	—	—	—	31,5
1000	1600	—	1.6	5200	—	—	—	36,4
1000	2000	—	2	6000	—	—	—	42
1600	1600	—	2,56	6400	—	—	—	44,8
1600	2000	—	3,2	7200	—	—	—	50,4

Продолжение табл. 14.3

Размеры в *мм*			Площадь сечения в $м^2$	Периметр в *мм*	Вес 1 *пог. м* в *кг* при толщине винипласта в *мм*			
A	*B*	$d_{нар}$			2	3	4	5
Круглые воздуховоды								
—	—	100	0,0079	314	0,88	—	—	—
—	—	110	0,0095	345	0,97	—	—	—
—	—	125	0,0125	392	1,1	—	—	—
—	—	140	0,0154	440	1,232	—	—	—
—	—	160	0,02	502	1,405	—	—	—
—	—	180	0,0255	566	1,596	—	—	—
—	—	200	0,031	628	1,76	—	—	—
—	—	225	0,04	706	1,98	—	—	—
—	—	250	0,049	785	—	3,318	—	—
—	—	280	0,0615	879	—	3,69	—	—
—	—	315	0,078	989	—	4,16	—	—
—	—	355	0,099	1115	—	4,68	—	—
—	—	400	0,125	1256	—	5,28	—	—
—	—	450	0,159	1413	—	5,92	—	—
—	—	500	0,196	1570	—	—	8,792	—
—	—	560	0,246	1760	—	—	9,856	—
—	—	630	0,313	1978	—	—	11,1	—
—	—	710	0,395	2230	—	—	12,44	—
—	—	800	0,501	2512	—	—	14,1	—
—	—	900	0,64	2830	—	—	15,8	—
—	—	1000	0,785	3140	—	—	17,6	—
—	—	1120	0,985	3520	—	—	19,64	—
—	—	1250	1,23	3930	—	—	—	27,5
—	—	1400	1,54	4400	—	—	—	30,8
—	—	1600	2,01	5030	—	—	—	35,2

Примечания: 1. Размеры воздуховодов приняты по нормали серии АЗ-187.
2. Объемный вес винипласта принят $\gamma = 1400$ *кг/м³* по ТУ 302-56/МСПМХП.

Таблица 14.4

Размеры каналов из кирпича

Размер		Площадь сечения в $м^2$	Размер		Площадь сечения в $м^2$	Размер		Площадь сечения в $м^2$
в кирпичах	в *мм*		в кирпичах	в *мм*		в кирпичах	в *мм*	
$^1/_2 \times ^1/_2$	140×140	0,02	$1^1/_2 \times 1^1/_2$	400×400	0,16	$2 \times 2^1/_2$	530×650	0,35
$^1/_2 \times 1$	140×270	0,038	$1^1/_2 \times 2$	400×530	0,21	2×3	530×790	0,42
1×1	270×270	0,073	$1^1/_2 \times 2{,}5$	400×650	0,26	2×4	530×1060	0,56
$1 \times 1^1/_2$	270×400	0,111	$1^1/_2 \times 3$	400×790	0,32	$2^1/_2 \times 2^1/_2$	650×650	0,43
1×2	270×530	0,143	2×2	530×530	0,28	$2^1/_2 \times 3$	650×790	0,52

Размеры воздуховодов из сборных плит и каналов, закладываемых в бетонных блоках, применяемых при строительстве жилых и общественных зданий, приведены в главе 6.

Б. ВОЗДУХОВОДЫ ПРИТОЧНЫХ И ВЫТЯЖНЫХ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ, ВОЗДУШНОГО ОТОПЛЕНИЯ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Потери давления в воздуховодах определяют по формуле

$$H = \Sigma(Rl + Z)\ кГ/м^2, \qquad (14.1)$$

где R — удельная потеря давления на трение на 1 *пог. м* воздуховода в $кГ/м^2$;
l — длина участка воздуховода в *м*;
Z — потеря давления на местные сопротивления на участке в $кГ/м^2$.

Удельную потерю давления на трение для круглых воздуховодов определяют по формуле

$$R = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{v^2\gamma}{2g}\ кГ/м^2, \qquad (14.2)$$

где λ — коэффициент сопротивления трения;
d — диаметр воздуховода в *м*;
v — скорость воздуха в воздуховоде в *м/сек*;
γ — удельный вес воздуха в $кг/м^3$;
g — ускорение силы тяжести, равное 9,81 $м/сек^2$;
$\frac{v^2\gamma}{2g}$ — скоростное (динамическое) давление в $кГ/м^2$.

Коэффициент сопротивления трения λ определяется по формуле Альтшуля

$$\lambda = 0{,}11\left(\frac{k}{d} + \frac{68}{Re}\right)^{0{,}25}, \qquad (14.2а)$$

где $k = 0{,}001\Delta$ — коэффициент абсолютной шероховатости стенки воздуховода в *м* (шероховатость, см. табл. 14.5);
Re — число Рейнольдса.

Рекомендуемые скорости движения воздуха в воздуховодах, жалюзийных клапанах и решетках приточных и вытяжных систем общего назначения приведены в табл. 14.6.

Таблица 14.5

Абсолютная шероховатость материалов, применяемых для воздуховодов

Материал	Шероховатость Δ в *мм*
Сталь	0,1
Винипласт	0,1
Асбестоцементные плиты или каналы	0,11

Продолжение табл. 14.5

Материал	Шероховатость Δ в *мм*
Фанера	0,12
Шлакоалебастровые плиты	1
Шлакобетонные плиты	1,5
Кирпич	4
Штукатурка по металлической сетке	10

Таблица 14.6

Рекомендуемые скорости движения воздуха в воздуховодах и жалюзийных клапанах приточных и вытяжных систем вентиляции общего назначения (*м/сек*)

При естественном движении воздуха	
1. Воздуховоды	
Приточные горизонтальные разводящие	0,8 $v_{верт}$*, но не более 1,5 *м/сек*
Вытяжные горизонтальные сборные	0,8 $v_{верт}$*, но не более 1,5 *м/сек*
2. Жалюзийные клапаны и решетки	
Приточные у пола	0,2—0,5
Приточные у потолка	0,5—1
Вытяжные	0,5—1
При механическом побуждении	
1. Воздуховоды	
В производственных зданиях:	
магистральные	до 12
ответвления	» 6
В общественных и вспомогательных зданиях:	
магистральные	» 8
ответвления	» 5
2. Жалюзийные клапаны и решетки (см. главу 8.2В)	

* $v_{верт}$ — скорость в вертикальном канале.

Для воздуховодов прямоугольного сечения за величину d принимают эквивалентные диаметры $d_{эv}$ таких круглых воздуховодов, которые при одинаковой скорости имеют те же потери давления на трение, что и прямоугольные воздуховоды:

$$d_{эv} = \frac{2ab}{a+b} \text{ м}, \qquad (14.3)$$

где a и b — размеры сторон прямоугольного воздуховода в *м*.

Следует иметь в виду, что в прямоугольном воздуховоде и соответствующем ему круглом воздуховоде с условным диаметром $d_{эv}$ при равенстве скоростей движения воздуха расходы воздуха не совпадают.

Эквивалентные диаметры для прямоугольных воздуховодов приведены в табл. 14.7.

Величины скоростного давления и величины R (удельные потери давления на трение) для круглых воздуховодов, выполняемых из листовой стали, при транспортировании чистого воздуха с температурой 20° и $\gamma = 1{,}2$ *кг/м*^{3} приведены в табл. 14.8. При температуре воздуха, не равной +20° С, следует вводить коэффициент k_t по табл. 14.9, а при воздуховодах, выполненных из материалов с абсолютной шероховатостью $\Delta > 0{,}1$ *мм* (см. табл. 14.5),— коэффициент n на шероховатость по табл. 14.10.

Потери давления на местные сопротивления определяют по формуле

$$Z = \Sigma\zeta \frac{v^2\gamma}{2g} \text{ кГ/м}^2, \qquad (14.4)$$

где $\Sigma\zeta$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений, отнесенных к скорости v.

Таблица 14.7

Эквивалентные диаметры $d_{эv}$ для прямоугольных воздуховодов в *мм*

Размер стороны a в *мм*	Размер стороны b в *мм*									
	160	200	250	400	500	800	1000	1250	1600	2000
100	125	140	—	—	—	—	—	—	—	—
160	160	180	—	—	—	—	—	—	—	—
200	—	200	225	280	—	—	—	—	—	—
250	—	—	250	315	315	—	—	—	—	—
400	—	—	—	400	450	500	—	—	—	—
500	—	—	—	—	500	630	630	—	—	—
800	—	—	—	—	—	800	900	—	—	—
1000	—	—	—	—	—	—	1000	1120	1250	1400
1600	—	—	—	—	—	—	—	—	1600	1600

Примечание. Величины эквивалентных диаметров определены по формуле $d_{эv} = \frac{2ab}{a+b}$ (где a и b — размеры сторон прямоугольных воздуховодов с округлением до стандартных по нормали).

Таблица 14.8

Данные для расчета круглых воздуховодов

$\frac{v^2\gamma}{2g}$, кГ/м²	v, м/сек	Количество проходящего воздуха в м³/ч (числитель) и сопротивление трения в кГ/м² на 1 пог. м воздуховода (знаменатель) при внутренних диаметрах в мм												
		100	110	125	140	160	180	200	225	250	280	315	355	400
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
0,0006	0,1	2,8 / 0,0004	3,4 / 0,0003	4,42 / 0,0003	5,64 / 0,0003	7,2 / 0,0002	9,2 / 0,0002	11,3 / 0,0002	14,3 / 0,0001	18 / 0,0001	22 / 0,0001	28 / 0,0001	36 / 0,0001	45 / 0,0001
0,0024	0,2	5,6 / 0,001	6,8 / 0,001	8,8 / 0,001	11,1 / 0,0008	14,5 / 0,0007	18,3 / 0,0006	22,6 / 0,0005	28,6 / 0,0005	35 / 0,0004	44 / 0,0004	56 / 0,0003	71 / 0,0003	90 / 0,0002
0,0055	0,3	8,4 / 0,003	10,2 / 0,002	13,3 / 0,002	16,6 / 0,002	21,7 / 0,001	27,5 / 0,001	33,9 / 0,001	42,9 / 0,001	53 / 0,0008	66 / 0,0007	84 / 0,0006	107 / 0,0005	136 / 0,0005
0,0098	0,4	11,3 / 0,004	13,7 / 0,004	17,7 / 0,003	22,1 / 0,003	28,9 / 0,002	36,6 / 0,002	45,2 / 0,002	57,2 / 0,002	71 / 0,001	89 / 0,001	112 / 0,001	142 / 0,0009	181 / 0,0008
0,0153	0,5	14,1 / 0,006	17,1 / 0,006	22,1 / 0,005	27,7 / 0,004	36,2 / 0,004	45,8 / 0,003	56,5 / 0,003	71,5 / 0,002	88 / 0,002	111 / 0,002	140 / 0,002	178 / 0,001	226 / 0,001
0,022	0,6	16,9 / 0,009	20,5 / 0,008	26,5 / 0,007	33,2 / 0,006	43,4 / 0,005	54,9 / 0,004	67,8 / 0,004	85,8 / 0,003	106 / 0,003	133 / 0,002	168 / 0,002	214 / 0,002	271 / 0,002
0,03	0,7	19,8 / 0,012	23,9 / 0,010	30,9 / 0,009	38,8 / 0,008	50,6 / 0,006	64,1 / 0,006	79,1 / 0,005	100 / 0,004	124 / 0,004	155 / 0,003	196 / 0,003	249 / 0,002	317 / 0,002
0,0391	0,8	22,6 / 0,015	27,3 / 0,013	36,3 / 0,011	44,3 / 0,01	57,9 / 0,008	73,2 / 0,007	90,4 / 0,006	114 / 0,005	141 / 0,005	177 / 0,004	224 / 0,004	285 / 0,003	362 / 0,003
0,0495	0,9	25,4 / 0,018	30,8 / 0,016	39,7 / 0,014	49,8 / 0,012	65,1 / 0,01	82,4 / 0,009	102 / 0,008	129 / 0,007	159 / 0,006	199 / 0,005	252 / 0,004	321 / 0,004	407 / 0,003
0,0612	1	28,3 / 0,022	34,2 / 0,019	44,2 / 0,017	56,4 / 0,014	72,3 / 0,012	91,6 / 0,011	113 / 0,009	143 / 0,008	177 / 0,007	222 / 0,006	280 / 0,005	356 / 0,004	452 / 0,004
0,074	1,1	31,1 / 0,026	37,6 / 0,023	48,6 / 0,02	60,9 / 0,017	79,6 / 0,014	101 / 0,012	124 / 0,011	157 / 0,009	194 / 0,008	244 / 0,007	308 / 0,006	392 / 0,005	497 / 0,005
0,0881	1,2	33,9 / 0,03	41 / 0,027	53 / 0,023	66,5 / 0,2	86,8 / 0,017	110 / 0,015	136 / 0,013	172 / 0,011	212 / 0,01	266 / 0,008	336 / 0,007	427 / 0,006	543 / 0,005
0,103	1,3	36,7 / 0,035	44,4 / 0,031	57,4 / 0,026	72 / 0,023	94 / 0,019	119 / 0,017	147 / 0,015	186 / 0,013	230 / 0,011	288 / 0,01	365 / 0,008	453 / 0,007	588 / 0,006
0,12	1,4	39,6 / 0,04	47,9 / 0,035	61,8 / 0,03	77,5 / 0,026	101 / 0,022	128 / 0,019	158 / 0,017	200 / 0,014	247 / 0,013	310 / 0,011	393 / 0,009	499 / 0,008	633 / 0,007
0,138	1,5	42,4 / 0,045	51,3 / 0,04	66,2 / 0,034	83,1 / 0,03	109 / 0,025	137 / 0,022	170 / 0,019	215 / 0,016	265 / 0,014	332 / 0,012	421 / 0,011	534 / 0,009	678 / 0,008
0,157	1,6	46,2 / 0,051	54,7 / 0,045	70,6 / 0,038	88,6 / 0,033	116 / 0,028	147 / 0,024	181 / 0,021	229 / 0,018	283 / 0,016	354 / 0,014	449 / 0,012	570 / 0,01	723 / 0,009
0,177	1,7	48 / 0,056	58,1 / 0,05	75,1 / 0,043	94,2 / 0,037	123 / 0,031	156 / 0,027	192 / 0,024	243 / 0,02	300 / 0,018	377 / 0,016	447 / 0,013	605 / 0,012	768 / 0,01
0,198	1,8	50,9 / 0,062	61,5 / 0,055	79,5 / 0,047	99,7 / 0,041	130 / 0,035	165 / 0,03	204 / 0,026	268 / 0,023	318 / 0,02	399 / 0,017	505 / 0,015	641 / 0,013	814 / 0,011
0,221	1,9	53,7 / 0,069	65 / 0,061	83,9 / 0,052	105 / 0,045	137 / 0,038	174 / 0,033	215 / 0,029	272 / 0,025	336 / 0,022	421 / 0,019	533 / 0,016	677 / 0,014	859 / 0,012
0,245	2	56,5 / 0,075	68,4 / 0,067	88,3 / 0,057	111 / 0,049	145 / 0,042	183 / 0,036	226 / 0,032	286 / 0,027	353 / 0,024	443 / 0,021	561 / 0,018	712 / 0,015	904 / 0,013
0,27	2,1	59,3 / 0,082	71,8 / 0,073	92,7 / 0,062	116 / 0,054	162 / 0,046	192 / 0,039	237 / 0,034	300 / 0,03	371 / 0,026	465 / 0,023	589 / 0,02	748 / 0,017	950 / 0,015
0,296	2,2	62,2 / 0,089	76,2 / 0,079	97,1 / 0,068	122 / 0,059	169 / 0,05	201 / 0,043	249 / 0,037	315 / 0,032	389 / 0,028	487 / 0,025	617 / 0,021	734 / 0,018	995 / 0,016

Продолжение табл. 14.8

$\frac{v^2\gamma}{2g}$, кГ/м²	v, м/сек	Количество проходящего воздуха в м³/ч (числитель) и сопротивление трения в кГ/м² на 1 пог. м воздуховода (знаменатель) при внутренних диаметрах в мм											
		450	500	560	630	710	800	900	1000	1120	1250	1400	1600
1	2	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27
0,0006	0,1	57 / 0,0001	71 / 0,0001	89 / —	112 / —	142 / —	181 / —	229 / —	283 / —	364 / —	442 / —	554 / —	723 / —
0,0024	0,2	114 / 0,0002	141 / 0,0002	177 / 0,0001	224 / 0,0001	285 / 0,0001	362 / 0,0001	458 / 0,0001	565 / 0,0001	709 / 0,0001	883 / 0,0001	1108 / —	1447 / —
0,0055	0,3	172 / 0,0004	212 / 0,0004	267 / 0,0003	336 / 0,0003	427 / 0,0002	543 / 0,0002	687 / 0,0002	848 / 0,0001	1063 / 0,0001	1325 / 0,0001	1662 / 0,0001	2170 / 0,0001
0,0098	0,4	229 / 0,0007	283 / 0,0006	354 / 0,0005	449 / 0,0004	570 / 0,0004	723 / 0,0003	916 / 0,0003	1130 / 0,0002	1418 / 0,0002	1766 / 0,0002	2216 / 0,0002	2894 / 0,0001
0,0153	0,5	286 / 0,001	353 / 0,0009	443 / 0,0008	561 / 0,0006	712 / 0,0006	904 / 0,0005	1145 / 0,0004	1413 / 0,0004	1772 / 0,0003	2208 / 0,0003	2769 / 0,0002	3617 / 0,0002
0,022	0,6	343 / 0,001	424 / 0,001	532 / 0,001	673 / 0,0009	855 / 0,0008	1085 / 0,0007	1373 / 0,0006	1696 / 0,0005	2127 / 0,0004	2649 / 0,0004	3323 / 0,0003	4341 / 0,0003
0,03	0,7	401 / 0,002	495 / 0,002	620 / 0,001	785 / 0,001	997 / 0,001	1266 / 0,0009	1602 / 0,0007	1978 / 0,0007	2481 / 0,0006	3091 / 0,0005	3877 / 0,0004	5064 / 0,0004
0,0391	0,8	458 / 0,002	565 / 0,002	709 / 0,002	897 / 0,001	1140 / 0,001	1447 / 0,001	1831 / 0,0009	2261 / 0,0008	2836 / 0,0007	3533 / 0,0006	4431 / 0,0005	5788 / 0,0005
0,0495	0,9	515 / 0,003	636 / 0,002	798 / 0,002	1009 / 0,002	1282 / 0,002	1628 / 0,001	2060 / 0,001	2543 / 0,001	3190 / 0,0009	3974 / 0,0008	4985 / 0,0007	6511 / 0,0006
0,0612	1	572 / 0,003	707 / 0,003	886 / 0,003	1122 / 0,002	1425 / 0,002	1809 / 0,002	2289 / 0,001	2826 / 0,001	3545 / 0,001	4416 / 0,0009	5539 / 0,0008	7235 / 0,0007
0,074	1,1	629 / 0,004	777 / 0,003	975 / 0,003	1254 / 0,003	1567 / 0,002	1990 / 0,002	2518 / 0,002	3109 / 0,001	3899 / 0,001	4857 / 0,001	6093 / 0,001	7958 / 0,0008
0,0881	1,2	687 / 0,005	848 / 0,004	1063 / 0,004	1346 / 0,003	1710 / 0,003	2170 / 0,002	2747 / 0,002	3391 / 0,002	4254 / 0,001	5299 / 0,001	6647 / 0,001	8681 / 0,0009
0,103	1,3	744 / 0,005	918 / 0,005	1152 / 0,004	1458 / 0,003	1852 / 0,003	2351 / 0,002	2976 / 0,002	3674 / 0,002	4608 / 0,002	5740 / 0,001	7201 / 0,001	9405 / 0,001
0,12	1,4	801 / 0,006	989 / 0,005	1241 / 0,005	1570 / 0,004	1994 / 0,003	2532 / 0,003	3205 / 0,003	3956 / 0,002	4963 / 0,002	6182 / 0,002	7755 / 0,001	10128 / 0,001
0,138	1,5	858 / 0,007	1060 / 0,006	1329 / 0,005	1682 / 0,005	2137 / 0,004	2713 / 0,003	3434 / 0,003	4239 / 0,003	5317 / 0,002	6623 / 0,002	8308 / 0,002	10 852 / 0,001
0,157	1,6	916 / 0,008	1130 / 0,007	1418 / 0,006	1795 / 0,005	2279 / 0,004	2894 / 0,004	3662 / 0,003	4622 / 0,003	5672 / 0,002	7065 / 0,002	8862 / 0,002	11 575 / 0,002
0,177	1,7	973 / 0,009	1201 / 0,008	1507 / 0,007	1907 / 0,006	2422 / 0,005	3074 / 0,004	3891 / 0,004	4804 / 0,003	6026 / 0,003	7507 / 0,002	9416 / 0,002	12 299 / 0,002
0,198	1,8	1030 / 0,01	1272 / 0,008	1595 / 0,007	2019 / 0,006	2564 / 0,005	3256 / 0,005	4120 / 0,004	5087 / 0,004	6380 / 0,003	7948 / 0,003	9970 / 0,002	13 022 / 0,002
0,221	1,9	1087 / 0,01	1342 / 0,009	1684 / 0,008	2131 / 0,007	2707 / 0,006	3436 / 0,005	4349 / 0,004	5369 / 0,004	6735 / 0,003	8390 / 0,003	10 524 / 0,003	13 746 / 0,002
0,245	2	1145 / 0,011	1413 / 0,01	1772 / 0,009	2243 / 0,008	2849 / 0,006	3617 / 0,006	4578 / 0,005	5652 / 0,004	7090 / 0,004	8831 / 0,003	11 078 / 0,003	14 469 / 0,002
0,27	2,1	1202 / 0,013	1484 / 0,011	1861 / 0,01	2355 / 0,008	2992 / 0,007	3798 / 0,006	4807 / 0,005	5935 / 0,005	7444 / 0,004	9273 / 0,003	11 632 / 0,003	15 193 / 0,003
0,296	2,2	1259 / 0,014	1554 / 0,012	1950 / 0,01	2468 / 0,009	3134 / 0,008	3979 / 0,007	5036 / 0,006	6217 / 0,005	7799 / 0,004	9714 / 0,004	12 186 / 0,003	15 916 / 0,003

Продолжение табл. 14.8

$\frac{v^2\gamma}{2g}$, кГ/м²	v, м/сек	Количество проходящего воздуха в м³/ч (числитель) и сопротивление трения в кГ/м² на 1 пог.м воздуховода (знаменатель) при внутренних диаметрах в мм												
		100	110	125	140	160	180	200	225	250	280	315	355	400
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
0,324	2,3	65 / 0,097	78,6 / 0,086	101 / 0,073	127 / 0,063	166 / 0,054	211 / 0,046	260 / 0,041	329 / 0,035	406 / 0,031	510 / 0,027	645 / 0,023	819 / 0,02	1040 / 0,017
0,352	2,4	67,8 / 0,104	82,1 / 0,093	106 / 0,079	134 / 0,068	174 / 0,058	220 / 0,05	271 / 0,044	343 / 0,038	424 / 0,033	532 / 0,029	673 / 0,025	865 / 0,021	1085 / 0,018
0,382	2,5	70,6 / 0,112	85,5 / 0,1	110,4 / 0,085	139 / 0,074	181 / 0,062	229 / 0,054	282 / 0,047	358 / 0,041	442 / 0,036	554 / 0,031	701 / 0,027	890 / 0,023	1170 / 0,02
0,413	2,6	73,5 / 0,12	88,9 / 0,107	115 / 0,091	144 / 0,079	188 / 0,067	238 / 0,058	294 / 0,05	372 / 0,044	459 / 0,038	576 / 0,033	729 / 0,029	926 / 0,025	1176 / 0,021
0,446	2,7	76,3 / 0,129	92,3 / 0,114	119 / 0,098	150 / 0,085	195 / 0,072	247 / 0,062	305 / 0,054	386 / 0,047	477 / 0,041	598 / 0,036	757 / 0,031	962 / 0,026	1221 / 0,023
0,48	2,8	79,1 / 0,138	95,7 / 0,122	124 / 0,104	155 / 0,09	203 / 0,076	256 / 0,066	317 / 0,057	401 / 0,05	495 / 0,044	620 / 0,038	785 / 0,033	997 / 0,028	1266 / 0,024
0,514	2,9	81,9 / 0,147	99,2 / 0,13	128 / 0,111	161 / 0,096	210 / 0,081	266 / 0,07	328 / 0,061	415 / 0,053	512 / 0,047	643 / 0,04	813 / 0,035	1033 / 0,03	1311 / 0,026
0,55	3	84,8 / 0,156	103 / 0,138	133 / 0,118	166 / 0,102	217 / 0,087	275 / 0,075	339 / 0,065	429 / 0,057	530 / 0,05	665 / 0,043	841 / 0,037	1068 / 0,032	1356 / 0,028
0,588	3,1	87,6 / 0,165	106 / 0,147	137 / 0,125	172 / 0,109	224 / 0,092	284 / 0,08	350 / 0,069	444 / 0,06	548 / 0,053	687 / 0,046	869 / 0,039	1104 / 0,034	1402 / 0,03
0,626	3,2	90,4 / 0,175	109 / 0,156	141 / 0,132	177 / 0,115	231 / 0,097	293 / 0,084	362 / 0,073	458 / 0,064	565 / 0,056	709 / 0,048	897 / 0,042	1140 / 0,036	1447 / 0,031
0,666	3,3	93,3 / 0,185	113 / 0,164	146 / 0,14	183 / 0,122	239 / 0,103	302 / 0,089	373 / 0,078	472 / 0,067	583 / 0,059	731 / 0,051	925 / 0,044	1175 / 0,038	1492 / 0,033
0,707	3,4	96,1 / 0,195	116 / 0,174	150 / 0,148	188 / 0,128	246 / 0,109	311 / 0,094	384 / 0,082	486 / 0,071	601 / 0,062	753 / 0,054	953 / 0,047	1211 / 0,04	1537 / 0,035
0,749	3,5	98,9 / 0,206	120 / 0,183	154 / 0,156	194 / 0,135	253 / 0,114	321 / 0,099	396 / 0,086	501 / 0,075	618 / 0,066	775 / 0,057	981 / 0,049	1247 / 0,042	1583 / 0,036
0,793	3,6	102 / 0,216	123 / 0,193	159 / 0,164	199 / 0,142	260 / 0,12	330 / 0,104	407 / 0,091	515 / 0,079	636 / 0,069	798 / 0,06	1009 / 0,052	1282 / 0,045	1628 / 0,038
0,837	3,7	105 / 0,228	127 / 0,202	163 / 0,173	205 / 0,15	268 / 0,127	339 / 0,109	418 / 0,096	529 / 0,083	654 / 0,073	820 / 0,063	1038 / 0,054	1318 / 0,047	1673 / 0,04
0,883	3,8	107 / 0,239	130 / 0,212	168 / 0,181	211 / 0,157	275 / 0,132	348 / 0,115	430 / 0,1	544 / 0,087	671 / 0,076	842 / 0,066	1066 / 0,057	1353 / 0,049	1718 / 0,042
0,93	3,9	110 / 0,251	133 / 0,223	172 / 0,19	216 / 0,165	282 / 0,139	357 / 0,12	441 / 0,105	558 / 0,091	689 / 0,08	864 / 0,069	1094 / 0,06	1389 / 0,052	1763 / 0,044
0,979	4	113 / 0,263	137 / 0,233	177 / 0,198	222 / 0,172	289 / 0,145	366 / 0,126	452 / 0,11	572 / 0,095	706 / 0,083	886 / 0,072	1122 / 0,062	1425 / 0,054	1809 / 0,046
1,03	4,1	116 / 0,275	140 / 0,244	181 / 0,208	227 / 0,180	297 / 0,153	375 / 0,132	463 / 0,115	587 / 0,1	724 / 0,087	908 / 0,076	1150 / 0,065	1460 / 0,056	1854 / 0,049
1,08	4,2	119 / 0,287	144 / 0,255	186 / 0,217	233 / 0,188	304 / 0,159	385 / 0,138	475 / 0,12	601 / 0,104	742 / 0,091	931 / 0,079	1178 / 0,068	1496 / 0,059	1899 / 0,051
1,13	4,3	122 / 0,3	147 / 0,266	190 / 0,227	238 / 0,197	311 / 0,166	394 / 0,144	486 / 0,126	615 / 0,109	759 / 0,095	953 / 0,083	1206 / 0,071	1531 / 0,062	1944 / 0,053
1,18	4,4	124 / 0,313	150 / 0,278	194 / 0,237	244 / 0,205	318 / 0,174	403 / 0,15	497 / 0,131	629 / 0,113	777 / 0,099	975 / 0,087	1234 / 0,075	1567 / 0,064	1990 / 0,055

Продолжение табл. 14.8

$\frac{v^2\gamma}{2g}$, кГ/м²	v, м/сек	Количество проходящего воздуха в м³/ч (числитель) и сопротивление трения в кГ/м² на 1 пог. м воздуховода (знаменатель) при внутренних диаметрах в мм											
		450	500	560	630	710	800	900	1000	1120	1250	1400	1600
1	2	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27
0,324	2,3	1316 / 0,015	1625 / 0,013	2038 / 0,011	2580 / 0,01	3277 / 0,008	4160 / 0,007	5265 / 0,006	6500 / 0,005	8153 / 0,005	10 156 / 0,004	12 739 / 0,004	16 639 / 0,003
0,352	2,4	1373 / 0,016	1696 / 0,014	2127 / 0,012	2692 / 0,01	3419 / 0,009	4341 / 0,008	5494 / 0,007	6782 / 0,006	8508 / 0,005	10 598 / 0,004	13 293 / 0,004	17 363 / 0,003
0,382	2,5	1431 / 0,017	1766 / 0,015	2216 / 0,013	2804 / 0,011	3561 / 0,01	4522 / 0,008	5723 / 0,007	7065 / 0,006	8862 / 0,005	11 039 / 0,005	13 847 / 0,004	18 086 / 0,004
0,413	2,6	1488 / 0,018	1837 / 0,016	2304 / 0,014	2916 / 0,012	3704 / 0,01	4702 / 0,009	5952 / 0,008	7348 / 0,007	9217 / 0,006	11 481 / 0,005	14 401 / 0,004	18 810 / 0,004
0,446	2,7	1545 / 0,02	1908 / 0,017	2393 / 0,015	3028 / 0,013	3846 / 0,011	4883 / 0,01	6180 / 0,008	7630 / 0,007	9571 / 0,006	11 922 / 0,005	14 955 / 0,005	19 533 / 0,004
0,48	2,8	1602 / 0,021	1978 / 0,018	2481 / 0,016	3141 / 0,014	3989 / 0,012	5064 / 0,01	6409 / 0,009	7913 / 0,008	9926 / 0,007	12 364 / 0,006	15 509 / 0,005	20 257 / 0,004
0,514	2,9	1660 / 0,022	2049 / 0,02	2570 / 0,017	3253 / 0,015	4131 / 0,013	5245 / 0,011	6638 / 0,009	8195 / 0,008	10 280 / 0,007	12 805 / 0,006	16 063 / 0,005	20 980 / 0,005
0,55	3	1717 / 0,024	2120 / 0,021	2659 / 0,018	3365 / 0,016	4274 / 0,013	5426 / 0,012	6867 / 0,01	8478 / 0,009	10 635 / 0,008	13 247 / 0,007	16 617 / 0,006	21 704 / 0,005
0,588	3,1	1774 / 0,025	2190 / 0,022	2747 / 0,019	3477 / 0,017	4416 / 0,014	5607 / 0,012	7096 / 0,011	8761 / 0,009	10 989 / 0,008	13 688 / 0,007	17 171 / 0,006	22 427 / 0,005
0,626	3,2	1831 / 0,027	2261 / 0,023	2836 / 0,02	3589 / 0,018	4559 / 0,015	5788 / 0,013	7325 / 0,011	9043 / 0,01	11 344 / 0,009	14 130 / 0,007	17 725 / 0,006	23 151 / 0,005
0,666	3,3	1888 / 0,028	2331 / 0,025	2925 / 0,021	3701 / 0,019	4701 / 0,016	5969 / 0,014	7554 / 0,012	9326 / 0,01	11 698 / 0,009	14 572 / 0,008	18 279 / 0,007	23 874 / 0,006
0,707	3,4	1946 / 0,03	2402 / 0,026	3013 / 0,023	3814 / 0,02	4844 / 0,017	6149 / 0,015	7783 / 0,013	9698 / 0,011	12 053 / 0,01	15 013 / 0,008	18 832 / 0,007	24 598 / 0,006
0,749	3,5	2003 / 0,031	2473 / 0,028	3102 / 0,024	3926 / 0,021	4986 / 0,018	6330 / 0,015	8012 / 0,013	9891 / 0,012	12 407 / 0,01	15 455 / 0,009	19 386 / 0,008	25 321 / 0,006
0,793	3,6	2060 / 0,033	2543 / 0,029	3190 / 0,025	4038 / 0,022	5129 / 0,019	6511 / 0,016	8242 / 0,014	10 174 / 0,012	12 762 / 0,011	15 896 / 0,009	19 940 / 0,008	26 044 / 0,007
0,837	3,7	2117 / 0,035	2614 / 0,031	3279 / 0,026	4150 / 0,023	5271 / 0,02	6692 / 0,017	8470 / 0,015	10 456 / 0,013	13 116 / 0,011	16 338 / 0,01	20 494 / 0,008	26 768 / 0,007
0,883	3,8	2175 / 0,037	2685 / 0,032	3368 / 0,028	4262 / 0,024	5413 / 0,021	6873 / 0,018	8698 / 0,015	10 739 / 0,013	13 471 / 0,012	16 779 / 0,01	21 048 / 0,009	27 491 / 0,007
0,93	3,9	2232 / 0,038	2755 / 0,034	3456 / 0,029	4374 / 0,025	5556 / 0,022	7054 / 0,019	8927 / 0,016	11 021 / 0,014	13 825 / 0,012	17 221 / 0,011	21 602 / 0,009	28 215 / 0,008
0,979	4	2289 / 0,04	2826 / 0,035	3545 / 0,03	4481 / 0,026	5698 / 0,023	7235 / 0,019	9156 / 0,017	11 304 / 0,015	14 180 / 0,013	17 662 / 0,011	22 156 / 0,01	28 938 / 0,008
1,03	4,1	2346 / 0,042	2897 / 0,037	3634 / 0,032	4499 / 0,028	5841 / 0,024	7415 / 0,02	9385 / 0,018	11 587 / 0,015	14 534 / 0,013	18 104 / 0,012	22 710 / 0,01	29 662 / 0,009
1,08	4,2	2404 / 0,044	2967 / 0,038	3722 / 0,033	4711 / 0,029	5983 / 0,025	7596 / 0,021	9514 / 0,018	11 869 / 0,016	14 889 / 0,014	18 546 / 0,012	23 264 / 0,011	30 385 / 0,009
1,13	4,3	2461 / 0,046	3038 / 0,04	3811 / 0,035	4825 / 0,03	6126 / 0,026	7777 / 0,022	9843 / 0,019	12 152 / 0,017	15 243 / 0,015	18 987 / 0,013	23 818 / 0,011	31 109 / 0,009
1,18	4,4	2518 / 0,048	3109 / 0,042	3899 / 0,036	4935 / 0,031	6268 / 0,027	7958 / 0,023	10 071 / 0,02	12 434 / 0,018	15 598 / 0,015	19 429 / 0,013	24 371 / 0,012	31 832 / 0,01

Продолжение табл. 14.8

$\frac{v^2\gamma}{2g}$, кГ/м²	v, м/сек	Количество проходящего воздуха в м³/ч (числитель) и сопротивление трения в кГ/м² на 1 пог.м воздуховода (знаменатель) при внутренних диаметрах в мм												
		100	110	125	140	160	180	200	225	250	280	315	355	400
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
1,24	4,5	127 / 0,326	154 / 0,289	199 / 0,247	249 / 0,214	326 / 0,181	412 / 0,156	509 / 0,137	644 / 0,118	795 / 0,104	997 / 0,09	1262 / 0,078	1603 / 0,067	2035 / 0,058
1,29	4,6	130 / 0,339	157 / 0,301	203 / 0,257	255 / 0,223	333 / 0,188	421 / 0,163	520 / 0,142	658 / 0,123	812 / 0,108	1019 / 0,094	1290 / 0,081	1638 / 0,07	2080 / 0,06
1,35	4,7	133 / 0,353	161 / 0,313	208 / 0,267	260 / 0,232	340 / 0,196	430 / 0,169	531 / 0,148	672 / 0,128	830 / 0,112	1041 / 0,097	1318 / 0,084	1674 / 0,072	2125 / 0,062
1,41	4,8	136 / 0,366	164 / 0,325	212 / 0,277	266 / 0,24	347 / 0,203	440 / 0,176	543 / 0,154	687 / 0,133	848 / 0,117	1063 / 0,101	1346 / 0,087	1710 / 0,075	2170 / 0,065
1,47	4,9	139 / 0,381	168 / 0,338	216 / 0,288	271 / 0,25	355 / 0,211	449 / 0,183	554 / 0,16	701 / 0,138	865 / 0,121	1086 / 0,105	1374 / 0,091	1745 / 0,078	2216 / 0,067
1,53	5	141 / 0,395	171 / 0,35	221 / 0,299	277 / 0,259	362 / 0,219	458 / 0,189	565 / 0,165	715 / 0,143	883 / 0,126	1108 / 0,109	1402 / 0,094	1781 / 0,081	2261 / 0,07
1,59	5,1	144 / 0,409	1 '4 / 0,364	225 / 0,31	283 / 0,269	369 / 0,227	467 / 0,197	577 / 0,172	730 / 0,149	901 / 0,13	1130 / 0,113	1430 / 0,098	1810 / 0,084	2306 / 0,072
1,65	5,2	147 / 0,424	178 / 0,377	226 / 0,321	288 / 0,279	376 / 0,236	476 / 0,204	588 / 0,178	744 / 0,154	918 / 0,135	1152 / 0,117	1458 / 0,101	1852 / 0,087	2351 / 0,075
1,72	5,3	150 / 0,44	181 / 0,39	234 / 0,333	294 / 0,289	383 / 0,244	485 / 0,211	599 / 0,184	758 / 0,159	936 / 0,14	1174 / 0,121	1486 / 0,105	1888 / 0,09	2396 / 0,078
1,78	5,4	153 / 0,455	185 / 0,404	238 / 0,344	299 / 0,299	391 / 0,253	494 / 0,218	610 / 0,191	773 / 0,165	954 / 0,145	1196 / 0,126	1514 / 0,108	1923 / 0,093	2442 / 0,08
1,85	5,5	155 / 0,47	188 / 0,418	243 / 0,356	305 / 0,309	398 / 0,261	503 / 0,226	622 / 0,197	787 / 0,171	971 / 0,15	1219 / 0,13	1542 / 0,112	1959 / 0,097	2487 / 0,083
1,92	5,6	158 / 0,486	192 / 0,432	247 / 0,368	310 / 0,319	405 / 0,27	513 / 0,233	633 / 0,204	801 / 0,176	989 / 0,155	1241 / 0,134	1570 / 0,116	1994 / 0,1	2535 / 0,086
1,99	5,7	161 / 0,502	195 / 0,446	252 / 0,38	316 / 0,33	412 / 0,279	522 / 0,241	644 / 0,21	815 / 0,182	1007 / 0,16	1263 / 1,139	1598 / 0,12	2030 / 0,103	2577 / 0,089
2,06	5,8	164 / 0,519	198 / 0,46	256 / 0,392	321 / 0,341	420 / 0,288	531 / 0,249	656 / 0,217	830 / 0,188	1024 / 0,165	1285 / 0,143	1626 / 0,124	2066 / 0,107	2623 / 0,092
2,13	5,9	167 / 0,535	202 / 0,475	261 / 0,405	327 / 0,351	427 / 0,297	540 / 0,257	667 / 0,224	844 / 0,194	1042 / 0,17	1307 / 0,148	1654 / 0,128	2101 / 0,11	2668 / 0,095
2,2	6	170 / 0,552	205 / 0,49	265 / 0,418	332 / 0,362	434 / 0,306	549 / 0,265	678 / 0,231	858 / 0,2	1060 / 0,176	1329 / 0,152	1682 / 0,132	2137 / 0,113	2713 / 0,098
2,28	6,1	172 / 0,569	209 / 0,505	269 / 0,43	337 / 0,373	441 / 0,316	559 / 0,273	690 / 0,238	873 / 0,206	1071 / 0,181	1352 / 0,157	1711 / 0,136	2172 / 0,117	2758 / 0,101
2,35	6,2	175 / 0,587	212 / 0,521	274 / 0,444	343 / 0,385	449 / 0,326	568 / 0,282	701 / 0,246	887 / 0,213	1095 / 0,187	1374 / 0,162	1739 / 0,14	2208 / 0,12	2803 / 0,104
2,43	6,3	178 / 0,604	215 / 0,536	278 / 0,457	349 / 0,396	456 / 0,335	577 / 0,29	712 / 0,253	901 / 0,219	1113 / 0,192	1396 / 0,167	1761 / 0,144	2244 / 0,124	2849 / 0,107
2,51	6,4	181 / 0,622	219 / 0,552	283 / 0,47	355 / 0,408	463 / 0,345	586 / 0,298	724 / 0,261	916 / 0,226	1130 / 0,198	1418 / 0,172	1795 / 0,148	2279 / 0,128	2894 / 0,11
2,58	6,5	184 / 0,64	222 / 0,568	287 / 0,484	360 / 0,42	470 / 0,355	595 / 0,307	735 / 0,268	930 / 0,232	1148 / 0,203	1440 / 0,177	1823 / 0,152	2315 / 0,131	2939 / 0,113
2,66	6,6	187 / 0,658	226 / 0,584	291 / 0,498	366 / 0,432	478 / 0,365	604 / 0,316	746 / 0,276	944 / 0,239	1166 / 0,209	1462 / 0,182	1851 / 0,157	2351 / 0,135	2984 / 0,116

Продолжение табл. 14.8

$\frac{v^2\gamma}{2g}$, кГ/м²	v, м/сек	Количество проходящего воздуха в м³/ч (числитель) и сопротивление трения в кГ/м² на 1 пог. м воздуховода (знаменатель) при внутренних диаметрах в мм											
		450	500	560	630	710	800	900	1000	1120	1250	1400	1600
1	2	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27
1,24	4,5	2575 / 0,05	3179 / 0,044	3988 / 0,038	5047 / 0,033	6411 / 0,028	8139 / 0,024	10 301 / 0,021	12 717 / 0,018	15 952 / 0,016	19 870 / 0,014	24 925 / 0,012	32 556 / 0,01
1,29	4,6	2632 / 0,052	3250 / 0,045	4077 / 0,039	5160 / 0,034	6553 / 0,029	8320 / 0,025	10 530 / 0,022	13 000 / 0,019	16 307 / 0,017	20 312 / 0,014	25 479 / 0,013	33 279 / 0,01
1,35	4,7	2690 / 0,054	3321 / 0,047	4165 / 0,041	5272 / 0,035	6696 / 0,03	8501 / 0,026	10 759 / 0,023	13 282 / 0,02	16 661 / 0,017	20 753 / 0,015	26 033 / 0,013	34 002 / 0,011
1,41	4,8	2747 / 0,056	3391 / 0,049	4254 / 0,043	5384 / 0,037	6838 / 0,032	8681 / 0,027	10 987 / 0,023	13 565 / 0,021	17 016 / 0,018	21 195 / 0,016	26 587 / 0,014	34 726 / 0,011
1,47	4,9	2804 / 0,058	3462 / 0,051	4343 / 0,044	5496 / 0,038	6980 / 0,033	8862 / 0,028	11 216 / 0,024	13 847 / 0,021	17 370 / 0,019	21 637 / 0,016	27 141 / 0,014	35 449 / 0,012
1,53	5	2861 / 0,06	3532 / 0,053	4431 / 0,046	5608 / 0,04	7123 / 0,034	9043 / 0,029	11 445 / 0,025	14 130 / 0,022	17 725 / 0,019	22 078 / 0,017	27 695 / 0,015	36 173 / 0,012
1,59	5,1	2919 / 0,062	3603 / 0,055	4520 / 0,048	5720 / 0,041	7265 / 0,035	9224 / 0,03	11 674 / 0,026	14 413 / 0,023	18 079 / 0,02	22 520 / 0,017	28 248 / 0,015	36 896 / 0,013
1,65	5,2	2976 / 0,065	3674 / 0,057	4608 / 0,049	5833 / 0,043	7408 / 0,037	9405 / 0,032	11 903 / 0,027	14 695 / 0,024	18 434 / 0,021	22 961 / 0,018	28 803 / 0,016	37 620 / 0,013
1,72	5,3	3033 / 0,067	3744 / 0,059	4697 / 0,051	5945 / 0,044	7550 / 0,038	9586 / 0,033	12 132 / 0,028	14 978 / 0,025	18 788 / 0,021	23 403 / 0,019	29 356 / 0,016	38 343 / 0,014
1,78	5,4	3090 / 0,069	3815 / 0,061	4786 / 0,053	6057 / 0,046	7693 / 0,039	9767 / 0,034	12 361 / 0,029	15 260 / 0,026	19 143 / 0,022	23 844 / 0,019	29 910 / 0,017	39 067 / 0,014
1,85	5,5	3147 / 0,072	3886 / 0,063	4874 / 0,055	6169 / 0,047	7835 / 0,041	9948 / 0,035	12 590 / 0,03	15 543 / 0,026	19 497 / 0,023	24 286 / 0,02	30 464 / 0,017	39 790 / 0,015
1,92	5,6	3205 / 0,074	3956 / 0,065	4963 / 0,056	6281 / 0,049	7978 / 0,042	10 128 / 0,036	12 819 / 0,031	15 826 / 0,027	19 851 / 0,024	24 727 / 0,021	31 018 / 0,018	40 514 / 0,015
1,99	5,7	3262 / 0,077	4027 / 0,067	5052 / 0,058	6393 / 0,05	8120 / 0,043	10 309 / 0,037	13 047 / 0,032	16 108 / 0,028	20 208 / 0,025	25 169 / 0,021	31 572 / 0,019	41 257 / 0,016
2,06	5,8	3319 / 0,079	4098 / 0,069	5140 / 0,06	6506 / 0,052	8263 / 0,045	10 490 / 0,039	13 277 / 0,033	16 391 / 0,029	20 561 / 0,025	25 611 / 0,022	32 126 / 0,019	41 960 / 0,016
2,13	5,9	3376 / 0,082	4168 / 0,072	5229 / 0,062	6618 / 0,054	8405 / 0,046	10 671 / 0,04	13 505 / 0,034	16 673 / 0,03	20 915 / 0,026	26 052 / 0,023	32 680 / 0,02	42 684 / 0,017
2,2	6	3434 / 0,084	4239 / 0,074	5317 / 0,064	6730 / 0,055	8548 / 0,048	10 852 / 0,041	13 734 / 0,035	16 956 / 0,031	21 270 / 0,027	26 494 / 0,023	33 234 / 0,02	43 407 / 0,017
2,28	6,1	3491 / 0,087	4310 / 0,076	5406 / 0,066	6842 / 0,057	8690 / 0,049	11 033 / 0,042	13 963 / 0,036	17 239 / 0,032	21 624 / 0,028	26 935 / 0,024	33 788 / 0,021	44 131 / 0,018
2,35	6,2	3548 / 0,09	4380 / 0,078	5495 / 0,068	6954 / 0,059	8832 / 0,051	11 214 / 0,044	14 191 / 0,038	17 521 / 0,033	21 979 / 0,029	27 377 / 0,025	34 342 / 0,022	44 854 / 0,018
2,43	6,3	3605 / 0,092	4451 / 0,081	5583 / 0,07	7066 / 0,060	8975 / 0,052	11 394 / 0,045	14 421 / 0,039	17 804 / 0,034	22 333 / 0,029	27 818 / 0,026	34 895 / 0,022	45 578 / 0,019
2,51	6,4	3662 / 0,095	4522 / 0,083	5672 / 0,072	7178 / 0,062	9117 / 0,054	11 575 / 0,046	14 650 / 0,04	18 086 / 0,035	22 688 / 0,03	28 260 / 0,026	35 449 / 0,023	46 301 / 0,019
2,58	6,5	3720 / 0,809	4592 / 0,086	5761 / 0,074	7291 / 0,064	9260 / 0,055	11 756 / 0,048	14 879 / 0,041	18 369 / 0,036	23 042 / 0,031	28 702 / 0,027	36 003 / 0,024	47 025 / 0,02
2,66	6,6	3777 / 0,1	4663 / 0,088	5849 / 0,076	7403 / 0,066	9402 / 0,057	11 937 / 0,049	15 108 / 0,042	18 652 / 0,037	23 397 / 0,032	29 143 / 0,028	36 557 / 0,024	47 748 / 0,021

Продолжение табл. 14.8

$\frac{v^2\gamma}{2g}$, кГ/м²	v, м/сек	Количество проходящего воздуха в м³/ч (числитель) и сопротивление трения в кГ/м² на 1 пог. м воздуховода (знаменатель) при внутренних диаметрах в мм												
		100	110	125	140	160	180	200	225	250	280	315	355	400
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
2,75	6,7	189 / 0,677	229 / 0,6	296 / 0,512	371 / 0,444	485 / 0,376	614 / 0,325	757 / 0,284	959 / 0,245	1183 / 0,215	1484 / 0,187	1879 / 0,161	2386 / 0,139	3029 / 0,12
2,83	6,8	193 / 0,696	233 / 0,617	300 / 0 526	377 / 0,457	492 / 0,386	623 / 0,334	769 / 0,292	973 / 0,252	1201 / 0,221	1501 / 0,192	1907 / 0,166	2422 / 0,143	3075 / 0,123
2,91	6,9	195 / 0,714	236 / 0,634	305 / 0,54	382 / 0,469	499 / 0,396	632 / 0,343	780 / 0,299	987 / 0,259	1219 / 0,227	1529 / 0,197	1935 / 0,17	2457 / 0,147	3120 / 0,126
3	7	198 / 0,734	239 / 0,651	309 / 0,555	388 / 0,482	506 / 0,407	641 / 0,352	791 / 0,308	1001 / 0,266	1236 / 0,233	1551 / 0,203	1963 / 0,175	2493 / 0,151	3165 / 0,13
3,08	7,1	201 / 0,753	242 / 0,669	314 / 0,57	393 / 0,494	514 / 0,418	650 / 0,361	802 / 0,316	1015 / 0,273	1254 / 0,24	1573 / 0,208	1991 / 0,179	2529 / 0,155	3210 / 0,133
3,17	7,2	204 / 0,773	246 / 0,686	318 / 0,585	399 / 0,508	521 / 0,429	659 / 0,371	814 / 0,324	1030 / 0,281	1272 / 0,246	1595 / 0,214	2019 / 0,184	2564 / 0,159	3256 / 0,137
3,26	7,3	206 / 0,794	250 / 0,704	322 / 0,601	404 / 0,521	528 / 0,441	668 / 0,381	825 / 0,333	1044 / 0,288	1289 / 0,252	1617 / 0,219	2047 / 0,189	2600 / 0,163	3301 / 0,14
3,35	7,4	209 / 0,814	253 / 0,722	327 / 0,616	410 / 0,534	535 / 0,452	678 / 0,39	837 / 0,341	1059 / 0,295	1307 / 0,259	1640 / 0,225	2075 / 0,194	2635 / 0,167	3346 / 0,144
3,44	7,5	212 / 0,834	257 / 0,741	331 / 0,631	415 / 0,548	543 / 0,463	687 / 0,4	848 / 0,35	1073 / 0,303	1325 / 0,265	1662 / 0,23	2103 / 0,199	2671 / 0,171	3391 / 0,148
3,53	7,6	215 / 0,855	260 / 0,759	336 / 0,647	421 / 0,561	550 / 0,475	696 / 0,41	859 / 0,358	1087 / 0,31	1342 / 0,272	1684 / 0,236	2131 / 0,204	2707 / 0,175	3436 / 0,151
3,63	7,7	218 / 0,876	263 / 0,777	340 / 0,653	427 / 0,575	557 / 0,486	705 / 0,42	870 / 0,367	1102 / 0,318	1360 / 0,279	1706 / 0,242	2159 / 0,209	2742 / 0,18	3482 / 0,155
3,72	7,8	220 / 0,897	257 / 0,796	344 / 0,678	432 / 0,589	564 / 0,498	714 / 0,43	882 / 0,376	1116 / 0,325	1378 / 0,285	1728 / 0,248	2187 / 0,214	2778 / 0,184	3527 / 0,159
3,82	7,9	223 / 0,918	270 / 0,815	349 / 0,695	438 / 0,603	572 / 0,51	723 / 0,441	893 / 0,385	1130 / 0,333	1395 / 0,292	1750 / 0,254	2215 / 0,219	2814 / 0,189	3572 / 0,162
3,91	8	226 / 0,94	274 / 0,834	353 / 0,711	443 / 0,617	579 / 0,522	733 / 0,451	904 / 0,394	1145 / 0,341	1413 / 0,299	1772 / 0,26	2243 / 0,224	2849 / 0,193	3617 / 0,166
4,01	8,1	229 / 0,962	277 / 0,854	358 / 0,728	449 / 0,632	586 / 0,534	742 / 0,462	916 / 0,403	1159 / 0,349	1431 / 0,306	1795 / 0,266	2271 / 0,229	2885 / 0,197	3662 / 0,17
4,11	8,2	232 / 0,984	280 / 0,874	362 / 0,745	454 / 0,646	593 / 0,547	751 / 0,472	927 / 0,413	1173 / 0,357	1448 / 0,313	1817 / 0,272	2299 / 0,235	2920 / 0,202	3708 / 0,174
4,21	8,3	235 / 1,01	284 / 0,894	367 / 0,762	460 / 0,661	601 / 0,559	760 / 0,483	938 / 0,422	1187 / 0,365	1466 / 0,32	1839 / 0,278	2327 / 0,24	2956 / 0,207	3753 / 0,178
4,32	8,4	237 / 1,03	287 / 0,914	371 / 0,779	465 / 0,676	608 / 0,572	769 / 0,494	949 / 0,432	1202 / 0,374	1484 / 0,327	1861 / 0,284	2355 / 0,245	2992 / 0,211	3798 / 0,182
4,42	8,5	240 / 1,05	291 / 0,934	375 / 0,797	471 / 0,691	615 / 0,584	778 / 0,505	961 / 0,441	1216 / 0,382	1501 / 0,335	1885 / 0,291	2383 / 0,251	3027 / 0,216	3843 / 0,186
4,52	8,6	243 / 1,08	294 / 0,955	380 / 0,814	476 / 0,706	622 / 0,597	787 / 0,516	972 / 0,451	1230 / 0,39	1519 / 0,342	1905 / 0,297	2412 / 0,256	3063 / 0,221	3889 / 0,19
4,63	8,7	246 / 1,1	298 / 0,976	384 / 0,832	482 / 0,722	629 / 0,61	797 / 0,527	983 / 0,461	1245 / 0,399	1537 / 0,35	1928 / 0,303	2440 / 0,262	3098 / 0,226	3934 / 0,194
4,74	8,8	249 / 1,12	301 / 0,996	389 / 0,85	487 / 0,737	637 / 0,623	806 / 0,539	995 / 0,471	1259 / 0,407	1554 / 0,357	1950 / 0,31	2468 / 0,268	3134 / 0,231	3979 / 0,198

Продолжение табл. 14.8

$\frac{v^2\gamma}{2g}$, кГ/м²	v, м/сек	Количество проходящего воздуха в м³/ч (числитель) и сопротивление трения в кГ/м² на 1 пог. м воздуховода (знаменатель) при внутренних диаметрах в мм											
		450	500	560	630	710	800	900	1000	1120	1250	1400	1600
1	2	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27
2,75	6,7	3834 / 0,103	4734 / 0,09	5938 / 0,079	7515 / 0,068	9545 / 0,058	12 118 / 0,05	15 337 / 0,043	18 934 / 0,038	23 751 / 0,033	29 585 / 0,029	37 111 / 0,025	48 472 / 0,021
2,83	6,8	3892 / 0,106	4804 / 0,093	6026 / 0,081	7627 / 0,07	9687 / 0,06	12 299 / 0,052	15 566 / 0,045	19 217 / 0,039	24 106 / 0,034	30 026 / 0,03	37 665 / 0,026	49 195 / 0,022
2,91	6,9	3949 / 0,109	4875 / 0,096	6115 / 0,083	7739 / 0,072	9830 / 0,062	12 480 / 0,053	15 795 / 0,046	19 499 / 0,04	24 460 / 0,035	30 468 / 0,03	38 219 / 0,026	49 918 / 0,022
3	7	4006 / 0,112	4945 / 0,098	6204 / 0,085	7851 / 0,074	9972 / 0,063	12 660 / 0,055	16 023 / 0,047	19 782 / 0,041	24 815 / 0,036	30 901 / 0,031	38 773 / 0,027	50 642 / 0,023
3,08	7,1	4063 / 0,115	5016 / 0,101	6292 / 0,087	7964 / 0,075	10 110 / 0,065	12 841 / 0,056	16 252 / 0,048	20 065 / 0,042	25 169 / 0,037	31 351 / 0,032	39 327 / 0,028	51 365 / 0,024
3,17	7,2	4120 / 0,118	5087 / 0,103	6381 / 0,09	8076 / 0,077	10 260 / 0,067	13 022 / 0,057	16 481 / 0,05	20 347 / 0,043	25 524 / 0,038	31 792 / 0,033	39 881 / 0,029	52 089 / 0,024
3,26	7,3	4178 / 0,121	5157 / 0,106	6470 / 0,092	8188 / 0,079	10 400 / 0,068	13 203 / 0,059	16 710 / 0,051	20 630 / 0,045	25 878 / 0,039	32 234 / 0,034	40 434 / 0,029	52 812 / 0,025
3,35	7,4	4235 / 0,124	5228 / 0,109	6558 / 0,094	8300 / 0,081	10 540 / 0,07	13 384 / 0,06	16 939 / 0,052	20 912 / 0,046	26 233 / 0,04	32 676 / 0,035	40 988 / 0,03	53 536 / 0,025
3,44	7,5	4292 / 0,127	5299 / 0,112	6647 / 0,097	8412 / 0,084	10 680 / 0,072	13 565 / 0,062	17 168 / 0,053	21 195 / 0,047	26 687 / 0,041	33 117 / 0,036	41 542 / 0,031	54 259 / 0,026
3,53	7,6	4349 / 0,13	5369 / 0,114	6735 / 0,099	8524 / 0,086	10 830 / 0,074	13 746 / 0,063	17 397 / 0,055	21 478 / 0,048	26 942 / 0,042	33 559 / 0,036	42 096 / 0,032	54 983 / 0,027
3,63	7,7	4406 / 0,134	5440 / 0,117	6824 / 0,102	8637 / 0,088	10 969 / 0,076	13 907 / 0,065	17 626 / 0,056	21 760 / 0,049	27 296 / 0,043	34 000 / 0,037	42 650 / 0,032	55 706 / 0,027
3,72	7,8	4464 / 0,137	5511 / 0,12	6913 / 0,104	8749 / 0,09	11 112 / 0,077	14 107 / 0,067	17 854 / 0,057	22 043 / 0,05	27 690 / 0,044	34 442 / 0,038	43 204 / 0,033	56 430 / 0,028
3,82	7,9	4521 / 0,14	5581 / 0,123	7001 / 0,107	8861 / 0,092	11 254 / 0,079	14 288 / 0,068	18 084 / 0,059	22 325 / 0,052	28 005 / 0,045	34 883 / 0,039	43 758 / 0,034	57 153 / 0,029
3,91	8	4578 / 0,143	5652 / 0,126	7090 / 0,109	8973 / 0,094	11 397 / 0,081	14 469 / 0,07	18 312 / 0,06	22 608 / 0,053	28 359 / 0,046	35 325 / 0,04	44 312 / 0,035	57 876 / 0,029
4,01	8,1	4635 / 0,147	5723 / 0,129	7178 / 0,112	9085 / 0,096	11 539 / 0,083	14 650 / 0,071	18 541 / 0,062	22 891 / 0,054	28 714 / 0,047	35 766 / 0,041	44 856 / 0,036	58 600 / 0,03
4,11	8,2	4693 / 0,15	5793 / 0,132	7276 / 0,114	9197 / 0,099	11 682 / 0,085	14 831 / 0,073	18 770 / 0,063	23 173 / 0,055	29 068 / 0,048	36 208 / 0,042	45 419 / 0,036	59 323 / 0,031
4,21	8,3	4750 / 0,154	5864 / 0,135	7356 / 0,117	9310 / 0,101	11 824 / 0,087	15 012 / 0,075	18 999 / 0,065	23 456 / 0,057	29 423 / 0,049	36 650 / 0,043	45 973 / 0,037	60 047 / 0,031
4,32	8,4	4807 / 0,157	5935 / 0,138	7444 / 0,119	9422 / 0,103	11 967 / 0,089	15 193 / 0,076	19 228 / 0,066	23 738 / 0,058	29 777 / 0,05	37 091 / 0,044	46 527 / 0,038	60 770 / 0,032
4,42	8,5	4864 / 0,161	6005 / 0,141	7533 / 0,122	9534 / 0,105	12 109 / 0,091	15 373 / 0,078	19 457 / 0,067	24 021 / 0,059	30 132 / 0,051	37 533 / 0,045	47 081 / 0,039	61 494 / 0,033
4,52	8,6	4921 / 0,164	6076 / 0,144	7622 / 0,125	9646 / 0,108	12 251 / 0,093	15 554 / 0,08	19 686 / 0,069	24 304 / 0,061	30 486 / 0,053	37 974 / 0,046	47 635 / 0,04	62 217 / 0,034
4,63	8,7	4979 / 0,168	6147 / 0,147	7710 / 0,128	9758 / 0,11	12 394 / 0,095	15 735 / 0,082	19 915 / 0,07	24 586 / 0,062	30 841 / 0,054	38 416 / 0,047	48 189 / 0,041	62 941 / 0,034
4,74	8,8	5036 / 0,171	6217 / 0,15	7799 / 0,13	9870 / 0,112	12 536 / 0,097	15 916 / 0,083	20 144 / 0,072	24 869 / 0,063	31 195 / 0,055	38 858 / 0,048	48 743 / 0,041	63 664 / 0,035

Продолжение табл. 14.8

$\frac{v^2\gamma}{2g}$, кГ/м²	v, м/сек	Количество проходящего воздуха в м³/ч (числитель) и сопротивление трения в кГ/м² на 1 пог. м воздуховода (знаменатель) при внутренних диаметрах в мм												
		100	110	125	140	160	180	200	225	250	280	315	355	400
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
4,84	8,9	252 / 1,15	304 / 1,02	393 / 0,668	493 / 0,753	644 / 0,637	815 / 0,551	1006 / 0,481	1273 / 0,416	1572 / 0,365	1972 / 0,317	2496 / 0,273	3170 / 0,236	4024 / 0,203
4,95	9	254 / 1,17	308 / 1,04	397 / 0,886	499 / 0,769	651 / 0,65	824 / 0,562	1017 / 0,491	1288 / 0,425	1590 / 0,373	1994 / 0,323	2524 / 0,279	3205 / 0,241	4069 / 0,207
5,07	9,1	257 / 1,2	311 / 1,06	402 / 0,905	504 / 0,785	658 / 0,664	833 / 0,574	1029 / 0,501	1302 / 0,434	1607 / 0,38	2016 / 0,33	2552 / 0,285	3241 / 0,246	4115 / 0,211
5,18	9,2	260 / 1,22	315 / 1,08	406 / 0,924	510 / 0,802	666 / 0,678	842 / 0,586	1040 / 0,512	1316 / 0,443	1625 / 0,388	2038 / 0,337	2580 / 0,291	3277 / 0,251	4160 / 0,216
5,29	9,3	263 / 1,24	318 / 1,1	411 / 0,942	515 / 0,817	673 / 0,691	852 / 0,597	1051 / 0,522	1330 / 0,452	1643 / 0,396	2060 / 0,344	2608 / 0,296	3312 / 0,256	4205 / 0,22
5,4	9,4	266 / 1,27	321 / 1,13	415 / 0,961	521 / 0,833	680 / 0,705	861 / 0,609	1063 / 0,532	1345 / 0,461	1660 / 0,404	2080 / 0,35	2636 / 0,302	3348 / 0,261	4250 / 0,224
5,52	9,5	269 / 1,3	325 / 1,15	420 / 0,98	526 / 0,851	687 / 0,719	870 / 0,622	1074 / 0,543	1359 / 0,47	1678 / 0,412	2105 / 0,358	2664 / 0,309	3383 / 0,266	4296 / 0,229
5,64	9,6	271 / 1,32	328 / 1,17	424 / 1	532 / 0,868	695 / 0,734	879 / 0,634	1085 / 0,554	1373 / 0,48	1696 / 0,42	2127 / 0,365	2692 / 0,315	3419 / 0,271	4341 / 0,234
5,76	9,7	274 / 1,35	332 / 1,2	428 / 1,02	537 / 0,885	702 / 0,748	888 / 0,647	1097 / 0,565	1388 / 0,489	1713 / 0,429	2149 / 0,372	2720 / 0,321	3455 / 0,277	4386 / 0,238
5,87	9,8	277 / 1,37	335 / 1,22	433 / 1,04	543 / 0,901	709 / 0,762	897 / 0,659	1108 / 0,576	1402 / 0,498	1731 / 0,437	2171 / 0,379	2748 / 0,327	3490 / 0,282	4431 / 0,243
5,99	9,9	280 / 1,4	339 / 1,24	437 / 1,06	548 / 0,918	716 / 0,777	906 / 0,671	1119 / 0,586	1416 / 0,507	1749 / 0,445	2193 / 0,386	2776 / 0,333	3526 / 0,287	4476 / 0,247
6,12	10	283 / 1,43	342 / 1,27	442 / 1,08	554 / 0,936	724 / 0,792	916 / 0,684	1130 / 0,598	1431 / 0,517	1766 / 0,454	2216 / 0,394	2804 / 0,34	3561 / 0,293	4522 / 0,252
6,24	10,1	285 / 1,45	345 / 1,29	446 / 1,1	559 / 0,954	731 / 0,807	925 / 0,697	1142 / 0,609	1445 / 0,527	1784 / 0,462	2238 / 0,401	2832 / 0,346	3597 / 0,298	4567 / 0,257
6,36	10,2	288 / 1,48	349 / 1,31	450 / 1,12	565 / 0,972	738 / 0,822	934 / 0,711	1153 / 0,621	1459 / 0,537	1802 / 0,471	2260 / 0,409	2860 / 0,353	3633 / 0,304	4612 / 0,262
6,49	10,3	291 / 1,51	352 / 1,34	455 / 1,14	571 / 0,99	745 / 0,837	943 / 0,723	1164 / 0,632	1474 / 0,547	1819 / 0,48	2282 / 0,416	2888 / 0,359	3668 / 0,31	4657 / 0,267
6,62	10,4	294 / 1,54	356 / 1,36	459 / 1,16	576 / 1,01	752 / 0,853	952 / 0,737	1176 / 0,644	1488 / 0,557	1837 / 0,488	2304 / 0,424	2916 / 0,366	3704 / 0,315	4702 / 0,272
6,74	10,5	297 / 1,56	359 / 1,39	464 / 1,18	582 / 1,03	760 / 0,868	961 / 0,75	1187 / 0,655	1502 / 0,567	1855 / 0,497	2326 / 0,431	2944 / 0,372	3740 / 0,321	4748 / 0,276
6,87	10,6	300 / 1,59	363 / 1,41	468 / 1,2	587 / 1,04	767 / 0,884	971 / 0,764	1198 / 0,677	1516 / 0,577	1872 / 0,506	2349 / 0,439	2972 / 0,379	3775 / 0,327	4793 / 0,281
7	10,7	302 / 1,63	366 / 1,44	473 / 1,22	593 / 1,06	774 / 0,899	980 / 0,777	1209 / 0,679	1531 / 0,587	1890 / 0,515	2371 / 0,447	3000 / 0,386	3811 / 0,332	4838 / 0,286
7,13	10,8	305 / 1,65	369 / 1,46	477 / 1,25	598 / 1,08	781 / 0,915	989 / 0,791	1221 / 0,691	1545 / 0,598	1908 / 0,524	2393 / 0,455	3028 / 0,393	3846 / 0,333	4883 / 0,291
7,27	10,9	308 / 1,68	373 / 1,49	481 / 1,27	604 / 1,1	789 / 0,931	998 / 0,805	1232 / 0,703	1559 / 0,608	1925 / 0,533	2415 / 0,463	3056 / 0,4	3882 / 0,344	4929 / 0,296
7,4	11	311 / 1,71	376 / 1,51	486 / 1,29	609 / 1,12	796 / 0,947	1007 / 0,818	1243 / 0,715	1574 / 0,619	1943 / 0,542	2437 / 0,471	3084 / 0,406	3918 / 0,35	4974 / 0,301

Продолжение табл. 14.8

$\frac{v^2\gamma}{2g}$, кГ/м²	v, м/сек	Количество проходящего воздуха в м³/ч (числитель) и сопротивление трения в кГ/м² на 1 пог. м воздуховода (знаменатель) при внутренних диаметрах в мм											
		450	500	560	630	710	800	900	1000	1120	1250	1400	1600
1	2	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27
4,84	8,9	5093 / 0,175	6288 / 0,153	7887 / 0,133	9983 / 0,115	12 679 / 0,099	16 097 / 0,085	20 373 / 0,074	25 151 / 0,065	31 550 / 0,056	39 299 / 0,049	49 297 / 0,042	64 388 / 0,036
4,95	9	5150 / 0,179	6359 / 0,157	7976 / 0,136	10 095 / 0,117	12 821 / 0,101	16 277 / 0,087	20 602 / 0,075	25 434 / 0,066	31 904 / 0,057	39 741 / 0,05	49 851 / 0,043	65 111 / 0,037
5,07	9,1	5208 / 0,182	6429 / 0,16	8065 / 0,139	10 207 / 0,12	12 964 / 0,103	16 459 / 0,089	20 830 / 0,077	25 717 / 0,067	32 259 / 0,058	40 182 / 0,051	50 405 / 0,044	65 834 / 0,037
5,18	9,2	5265 / 0,186	6500 / 0,163	8153 / 0,142	10 319 / 0,122	13 106 / 0,105	16 640 / 0,091	21 059 / 0,078	25 999 / 0,069	32 613 / 0,06	40 624 / 0,052	50 958 / 0,045	66 558 / 0,038
5,29	9,3	5322 / 0,19	6570 / 0,166	8242 / 0,144	10 431 / 0,125	13 242 / 0,107	16 820 / 0,092	21 288 / 0,08	26 282 / 0,07	32 968 / 0,061	41 065 / 0,053	51 512 / 0,046	67 281 / 0,039
5,4	9,4	5379 / 0,194	6641 / 0,17	8331 / 0,147	10 543 / 0,127	13 391 / 0,109	17 001 / 0,094	21 517 / 0,081	26 564 / 0,071	33 322 / 0,062	41 507 / 0,054	52 066 / 0,047	68 005 / 0,04
5,52	9,5	5437 / 0,198	6712 / 0,173	8419 / 0,15	10 656 / 0,13	13 534 / 0,112	17 182 / 0,096	21 746 / 0,083	26 847 / 0,073	33 677 / 0,063	41 948 / 0,055	52 620 / 0,048	68 728 / 0,04
5,64	9,6	5494 / 0,202	6782 / 0,177	8508 / 0,153	10 768 / 0,132	13 676 / 0,114	17 363 / 0,098	21 975 / 0,085	27 130 / 0,074	34 031 / 0,065	42 390 / 0,056	53 174 / 0,049	69 452 / 0,041
5,76	9,7	5551 / 0,206	6853 / 0,18	8596 / 0,156	10 880 / 0,135	13 813 / 0,116	17 544 / 0,1	22 204 / 0,086	27 412 / 0,076	34 386 / 0,066	42 832 / 0,057	53 728 / 0,05	70 175 / 0,042
5,87	9,8	5608 / 0,209	6924 / 0,184	8685 / 0,159	10 992 / 0,138	13 961 / 0,118	17 724 / 0,102	22 433 / 0,088	27 695 / 0,077	34 740 / 0,067	43 273 / 0,058	54 282 / 0,051	70 899 / 0,043
5,99	9,9	5665 / 0,213	6994 / 0,187	8774 / 0,162	11 104 / 0,14	14 103 / 0,121	17 906 / 0,104	22 662 / 0,09	27 977 / 0,079	35 095 / 0,068	43 715 / 0,06	54 896 / 0,052	71 622 / 0,044
6,12	10	5723 / 0,218	7065 / 0,191	8862 / 0,165	11 216 / 0,143	14 246 / 0,123	18 086 / 0,106	22 890 / 0,091	28 260 / 0,08	35 449 / 0,07	44 156 / 0,061	55 389 / 0,053	72 346 / 0,045
6,24	10,1	5780 / 0,222	7136 / 0,194	8951 / 0,169	11 329 / 0,146	14 388 / 0,125	18 267 / 0,108	23 120 / 0,093	28 543 / 0,082	35 804 / 0,071	44 598 / 0,062	55 943 / 0,054	73 069 / 0,045
6,36	10,2	5837 / 0,226	7206 / 0,198	9040 / 0,172	11 441 / 0,148	14 531 / 0,128	18 448 / 0,11	23 348 / 0,095	28 825 / 0,083	36 158 / 0,072	45 039 / 0,063	56 497 / 0,05ɔ	73 793 / 0,046
6,49	10,3	5894 / 0,23	7277 / 0,202	9128 / 0,175	11 553 / 0,151	14 673 / 0,13	18 629 / 0,112	23 577 / 0,097	29 108 / 0,085	36 513 / 0,074	45 481 / 0,064	57 051 / 0,056	74 516 / 0,047
6,62	10,4	5952 / 0,234	7348 / 0,205	9217 / 0,178	11 665 / 0,154	14 816 / 0,132	18 810 / 0,114	23 806 / 0,098	29 390 / 0,087	36 867 / 0,075	45 923 / 0,065	57 605 / 0,057	75 239 / 0,048
6,74	10,5	6009 / 0,238	7418 / 0,209	9305 / 0,181	11 777 / 0,157	14 958 / 0,135	18 991 / 0,116	24 035 / 0,1	29 673 / 0,088	37 222 / 0,076	46 364 / 0,067	58 159 / 0,058	75 963 / 0,049
6,87	10,6	6066 / 0,243	7489 / 0,213	9394 / 0,185	11889 / 0,159	15 101 / 0,137	19 172 / 0,118	24 264 / 0,102	29 956 / 0,089	37 576 / 0,078	46 806 / 0,068	58 713 / 0,059	76 686 / 0,05
7	10,7	6123 / 0,247	7560 / 0,217	9483 / 0,188	12 002 / 0,162	15 243 / 0,14	19 352 / 0,12	24 493 / 0,104	30 238 / 0,091	37 931 / 0,079	47 247 / 0,069	59 267 / 0,06	77 410 / 0,051
7,13	10,8	6180 / 0,251	7630 / 0,22	9571 / 0,191	12 114 / 0,165	15 386 / 0,142	19 533 / 0,122	24 722 / 0,106	30 521 / 0,093	38 285 / 0,08	47 689 / 0,07	59 821 / 0,061	78 133 / 0,051
7,27	10,9	6238 / 0,256	7701 / 0,224	9660 / 0,195	12 226 / 0,168	15 528 / 0,145	19 714 / 0,125	24 951 / 0,108	30 803 / 0,094	38 640 / 0,082	48 130 / 0,071	60 375 / 0,062	78 857 / 0,052
7,4	11	6295 / 0,26	7772 / 0,228	9749 / 0,198	12 338 / 0,171	15 670 / 0,147	19 895 / 0,127	25 180 / 0,109	31 086 / 0,096	38 994 / 0,083	48 572 / 0,073	60 929 / 0,063	79 580 / 0,053

Продолжение табл. 14.8

$\frac{v^2\gamma}{2g}$, кГ/м²	v, м/сек	Количество проходящего воздуха в м³/ч (числитель) и сопротивление трения в кГ/м² на 1 пог. м воздуховода (знаменатель) при внутренних диаметрах в мм												
		100	110	125	140	160	180	200	225	250	280	315	355	400
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
7,54	11,1	314 / 1,73	380 / 1,54	490 / 1,31	615 / 1,14	803 / 0,963	1016 / 0,832	1255 / 0,727	1588 / 0,629	1961 / 0,552	2459 / 0,479	3113 / 0,413	3953 / 0,356	5019 / 0,307
7,67	11,2	317 / 1,76	383 / 1,57	495 / 1,34	620 / 1,16	810 / 0,98	1026 / 0,847	1266 / 0,74	1602 / 0,64	1978 / 0,561	2481 / 0,487	3141 / 0,42	3989 / 0,362	5064 / 0,312
7,81	11,3	319 / 1,79	386 / 1,59	498 / 1,36	626 / 1,18	817 / 0,996	1035 / 0,861	1277 / 0,752	1617 / 0,651	1996 / 0,57	2504 / 0,495	3169 / 0,427	4024 / 0,368	5109 / 0,317
7,95	11,4	322 / 1,82	390 / 1,62	503 / 1,38	631 / 1,2	825 / 1,01	1045 / 0,875	1289 / 0,764	1631 / 0,662	2014 / 0,58	2526 / 0,503	3197 / 0,435	4060 / 0,374	5155 / 0,322
8,09	11,5	325 / 1,85	393 / 1,65	508 / 1,4	637 / 1,22	832 / 1,03	1053 / 0,89	1300 / 0,777	1645 / 0,673	2031 / 0,59	2548 / 0,512	3225 / 0,442	4096 / 0,381	5200 / 0,328
8,23	11,6	328 / 1,88	397 / 1,67	512 / 1,43	643 / 1,24	839 / 1,05	1062 / 0,904	1311 / 0,79	1660 / 0,684	2049 / 0,6	2570 / 0,52	3253 / 0,449	4131 / 0,387	5245 / 0,333
8,37	11,7	331 / 1,92	400 / 1,7	517 / 1,45	648 / 1,26	846 / 1,06	1071 / 0,919	1323 / 0,803	1674 / 0,695	2067 / 0,609	2592 / 0,529	3281 / 0,457	4167 / 0,393	5290 / 0,339
8,52	11,8	334 / 1,95	404 / 1,73	521 / 1,47	654 / 1,28	854 / 1,08	1080 / 0,934	1334 / 0,816	1688 / 0,706	2084 / 0,619	2614 / 0,537	3309 / 0,464	4203 / 0,399	5335 / 0,344
8,66	11,9	336 / 1,98	407 / 1,76	526 / 1,5	659 / 1,3	861 / 1,1	1090 / 0,949	1345 / 0,829	1702 / 0,717	2102 / 0,629	2637 / 0,546	3337 / 0,471	4238 / 0,406	5381 / 0,35
8,81	12	339 / 2,01	410 / 1,78	530 / 1,52	665 / 1,32	868 / 1,12	1099 / 0,964	1356 / 0,842	1717 / 0,729	2120 / 0,639	2659 / 0,555	3365 / 0,479	4274 / 0,412	5426 / 0,355
8,95	12,1	342 / 2,04	414 / 1,81	534 / 1,54	670 / 1,34	875 / 1,13	1108 / 0,979	1368 / 0,855	1731 / 0,74	2137 / 0,649	2681 / 0,563	3393 / 0,486	4309 / 0,419	5471 / 0,361
9,1	12,2	345 / 2,07	417 / 1,84	539 / 1,57	676 / 1,36	883 / 1,15	1117 / 0,995	1379 / 0,869	1745 / 0,752	2155 / 0,659	2703 / 0,572	3421 / 0,494	4345 / 0,426	5516 / 0,367
9,25	12,3	348 / 2,1	421 / 1,87	543 / 1,59	681 / 1,38	890 / 1,17	1126 / 1,01	1390 / 0,882	1760 / 0,764	2172 / 0,669	2725 / 0,581	3449 / 0,502	4381 / 0,432	5562 / 0,372
9,4	12,4	350 / 2,14	424 / 1,9	548 / 1,62	687 / 1,4	897 / 1,19	1135 / 1,03	1402 / 0,896	1774 / 0,776	2190 / 0,68	2747 / 0,59	3477 / 0,509	4416 / 0,439	5607 / 0,378
9,56	12,5	353 / 2,17	427 / 1,93	552 / 1,64	692 / 1,42	904 / 1,2	1144 / 1,04	1413 / 0,909	1788 / 0,787	2208 / 0,69	2769 / 0,599	3505 / 0,517	4452 / 0,445	5652 / 0,383
9,71	12,6	356 / 2,2	431 / 1,95	556 / 1,67	698 / 1,45	911 / 1,22	1154 / 1,06	1424 / 0,923	1803 / 0,799	2225 / 0,7	2792 / 0,608	3533 / 0,525	4487 / 0,452	5697 / 0,389
9,86	12,7	359 / 2,24	434 / 1,98	561 / 1,69	703 / 1,47	919 / 1,24	1163 / 1,07	1436 / 0,937	1817 / 0,811	2243 / 0,711	2814 / 0,617	3561 / 0,533	4523 / 0,459	5742 / 0,395
10,02	12,8	362 / 2,27	438 / 2,01	565 / 1,72	709 / 1,49	926 / 1,26	1172 / 1,09	1447 / 0,951	1831 / 0,823	2261 / 0,722	2836 / 0,626	3589 / 0,541	4559 / 0,466	5788 / 0,401
10,18	12,9	364 / 2,3	441 / 2,04	570 / 1,74	714 / 1,51	933 / 1,28	1181 / 1,11	1458 / 0,966	1846 / 0,836	2278 / 0,733	2858 / 0,636	3617 / 0,549	4594 / 0,473	5833 / 0,407
10,34	13	367 / 2,34	445 / 2,07	574 / 1,77	720 / 1,53	940 / 1,3	1190 / 1,12	1470 / 0,98	1860 / 0,848	2296 / 0,744	2880 / 0,645	3645 / 0,557	4630 / 0,48	5878 / 0,413
10,5	13,1	370 / 2,37	448 / 2,11	578 / 1,8	726 / 1,56	948 / 1,32	1199 / 1,14	1481 / 0,995	1874 / 0,861	2314 / 0,755	2902 / 0,655	3673 / 0,565	4665 / 0,487	5923 / 0,419
10,66	13,2	373 / 2,41	451 / 2,14	583 / 1,82	731 / 1,58	955 / 1,34	1209 / 1,15	1492 / 1,01	1888 / 0,873	2331 / 0,765	2925 / 0,664	3701 / 0,573	4701 / 0,494	5969 / 0,425

Продолжение табл. 14.8

$\frac{v^2\gamma}{2g}$, кГ/м²	v, м/сек	Количество проходящего воздуха в м³/ч (числитель) и сопротивление трения в кГ/м² на 1 пог. м воздуховода (знаменатель) при внутренних диаметрах в мм											
		450	500	560	630	710	800	900	1000	1120	1250	1400	1600
1	2	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27
7,54	11,1	6352 / 0,265	7842 / 0,232	9837 / 0,201	12 450 / 0,174	15 813 / 0,15	20 076 / 0,129	25 409 / 0,111	31 369 / 0,098	39 349 / 0,085	49 013 / 0,074	61 482 / 0,064	80 304 / 0,054
7,67	11,2	6409 / 0,269	7913 / 0,236	9926 / 0,205	12 562 / 0,177	15 955 / 0,152	20 257 / 0,131	25 647 / 0,113	31 651 / 0,099	39 703 / 0,086	49 455 / 0,075	62 036 / 0,065	81 027 / 0,055
7,81	11,3	6467 / 0,274	7983 / 0,24	10 014 / 0,208	12 675 / 0,18	16 098 / 0,155	20 438 / 0,133	25 866 / 0,115	31 934 / 0,101	40 058 / 0,088	49 897 / 0,076	62 590 / 0,066	81 751 / 0,056
7,95	11,4	6524 / 0,278	8054 / 0,244	10 103 / 0,212	12 787 / 0,183	16 240 / 0,157	20 618 / 0,135	26 095 / 0,117	32 216 / 0,103	40 412 / 0,089	50 338 / 0,078	63 144 / 0,067	82 474 / 0,057
8,09	11,5	6581 / 0,283	8125 / 0,248	10 192 / 0,215	12 899 / 0,186	16 383 / 0,16	20 799 / 0,138	26 324 / 0,119	32 499 / 0,104	40 767 / 0,091	50 780 / 0,079	63 698 / 0,068	83 197 / 0,058
8,23	11,6	6638 / 0.288	8195 / 0,252	10 280 / 0,219	13 011 / 0,189	16 525 / 0,163	20 980 / 0,14	26 553 / 0,121	32 781 / 0,106	41 121 / 0,092	51 221 / 0,08	64 252 / 0,07	83 921 / 0,059
8,37	11,7	6696 / 0,292	8266 / 0,256	10 369 / 0,222	13 123 / 0,192	16 668 / 0,165	21 161 / 0,142	26 782 / 0,123	33 064 / 0,108	41 476 / 0,094	51 663 / 0,082	64 806 / 0,071	84 644 / 0,060
8,52	11,8	6753 / 0.297	8337 / 0,26	10 458 / 0,226	13 235 / 0,195	16 810 / 0,168	21 342 / 0,145	27 011 / 0,125	33 347 / 0,109	41 830 / 0,095	52 104 / 0,083	65 360 / 0,072	85 368 / 0,061
8,66	11,9	6810 / 0,302	8407 / 0,264	10 546 / 0,229	13 348 / 0,198	16 953 / 0,171	21 523 / 0,147	27 240 / 0,127	33 629 / 0,111	42 185 / 0,097	52 546 / 0,084	65 914 / 0,073	86 091 / 0,062
8,81	12	6867 / 0,306	8478 / 0,269	10 635 / 0,233	13 460 / 0,201	17 095 / 0,173	21 704 / 0,149	27 469 / 0,129	33 912 / 0,113	42 539 / 0,098	52 988 / 0,086	66 468 / 0,074	86 815 / 0,063
8,95	12,1	6924 / 0,311	8549 / 0,273	10 723 / 0,237	13 572 / 0,204	17 237 / 0,176	21 885 / 0,152	27 698 / 0,131	34 195 / 0,115	42 894 / 0,1	53 429 / 0,087	67 021 / 0,075	87 538 / 0,064
9,1	12,2	6982 / 0,316	8619 / 0,277	10 812 / 0,241	13 684 / 0,208	17 380 / 0,179	22 065 / 0,154	27 927 / 0,133	34 477 / 0,117	43 248 / 0,101	53 871 / 0,088	67 575 / 0,077	88 262 / 0,065
9,25	12,3	7039 / 0,321	8690 / 0,281	10 900 / 0,244	13 796 / 0,211	17 522 / 0,182	22 246 / 0,156	28 155 / 0,135	34 760 / 0,118	43 603 / 0,103	54 312 / 0,09	68 129 / 0,078	88 985 / 0,066
9,4	12,4	7096 / 0,326	8761 / 0,286	10 989 / 0,248	13 908 / 0,214	17 665 / 0,184	22 427 / 0,159	28 384 / 0,137	35 042 / 0,12	43 957 / 0,104	54 754 / 0,091	68 683 / 0,079	89 709 / 0,067
9,56	12,5	7153 / 0,331	8831 / 0,29	11 078 / 0,252	14 020 / 0,217	17 807 / 0,187	22 608 / 0,161	28 613 / 0,139	35 325 / 0,122	44 312 / 0,106	55 195 / 0,092	69 237 / 0,08	90 432 / 0,068
9,71	12,6	7211 / 0,336	8902 / 0,295	11 167 / 0,256	14 133 / 0,221	17 950 / 0,19	22 789 / 0,164	28 842 / 0,141	35 607 / 0,124	44 666 / 0,108	55 637 / 0,094	69 791 / 0,081	91 155 / 0,069
9,86	12,7	7268 / 0,341	8973 / 0,299	11 255 / 0,259	14 245 / 0,224	18 092 / 0,193	22 970 / 0,166	29 071 / 0,143	35 890 / 0,126	45 021 / 0,109	56 078 / 0,095	70 345 / 0,083	91 879 / 0,07
10,02	12,8	7327 / 0,346	9043 / 0,303	11 344 / 0,263	14 357 / 0,227	18 235 / 0,196	23 151 / 0,169	29 300 / 0,145	36 173 / 0,128	45 375 / 0,111	56 250 / 0,097	70 899 / 0,084	92 602 / 0,071
10,18	12,9	7382 / 0,352	9114 / 0,308	11 432 / 0,267	14 469 / 0,231	18 377 / 0,199	23 331 / 0,171	29 529 / 0,148	36 455 / 0,13	45 730 / 0,112	56 962 / 0,098	71 453 / 0,085	93 326 / 0,072
10,34	13	7439 / 0,357	9185 / 0,313	11 521 / 0,271	14 581 / 0,234	18 520 / 0,202	23 512 / 0,174	29 758 / 0,15	36 738 / 0,131	46 084 / 0,114	57 403 / 0,1	72 006 / 0,086	94 049 / 0,073
10,5	13,1	7497 / 0,362	9255 / 0,317	11 610 / 0,275	14 693 / 0,238	18 662 / 0,205	23 693 / 0,176	29 987 / 0,152	37 021 / 0,133	46 439 / 0,116	57 845 / 0,101	72 560 / 0,088	94 773 / 0,074
10,66	13,2	7534 / 0,367	9326 / 0,322	11 698 / 0,279	14 806 / 0,241	18 805 / 0,208	23 874 / 0,179	30 216 / 0,154	37 303 / 0,135	46 793 / 0,117	58 286 / 0,102	73 114 / 0,089	95 496 / 0,075

Продолжение табл. 14.8

$\frac{v^2\gamma}{2g}$, кГ/м²	v, м/сек	Количество проходящего воздуха в м³/ч (числитель) и сопротивление трения в кГ/м² на 1 пог. м воздуховода (знаменатель) при внутренних диаметрах в мм												
		100	110	125	140	160	180	200	225	250	280	315	355	400
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
10,82	13,3	376 / 2,44	455 / 2,17	587 / 1,85	737 / 1,6	962 / 1,36	1218 / 1,17	1503 / 1,02	1903 / 0,886	2349 / 0,776	2947 / 0,674	3729 / 0,582	4737 / 0,501	6014 / 0,431
10,98	13,4	379 / 2,47	458 / 2,2	592 / 1,87	742 / 1,62	969 / 1,37	1227 / 1,19	1515 / 1,04	1917 / 0,898	2367 / 0,787	2969 / 0,683	3757 / 0,59	4772 / 0,508	6059 / 0,437
11,15	13,5	381 / 2,51	462 / 2,23	596 / 1,9	748 / 1,65	977 / 1,39	1236 / 1,2	1526 / 1,05	1931 / 0,91	2384 / 0,798	2991 / 0,693	3786 / 0,598	4808 / 0,515	6104 / 0,444
11,31	13,6	384 / 2,54	465 / 2,26	600 / 1,93	753 / 1,67	984 / 1,41	1245 / 1,22	1537 / 1,07	1946 / 0,923	2402 / 0,809	3013 / 0,703	3814 / 0,606	4844 / 0,522	6149 / 0,45
11,48	13,7	387 / 2,58	468 / 2,29	605 / 1,95	759 / 1,69	991 / 1,43	1254 / 1,24	1549 / 1,08	1960 / 0,936	2420 / 0,821	3035 / 0,712	3842 / 0,615	4879 / 0,53	6195 / 0,456
11,65	13,8	390 / 2,62	472 / 2,32	609 / 1,98	764 / 1,72	998 / 1,45	1264 / 1,25	1560 / 1,1	1974 / 0,949	2437 / 0,832	3058 / 0,722	3870 / 0,623	4915 / 0,537	6240 / 0,462
11,82	13,9	393 / 2,65	475 / 2,36	614 / 2,01	770 / 1,74	1006 / 1,47	1273 / 1,27	1571 / 1,11	1989 / 0,963	2455 / 0,844	3080 / 0,733	3898 / 0,632	4950 / 0,545	6285 / 0,469
11,99	14	396 / 2,69	479 / 2,39	618 / 2,04	775 / 1,77	1013 / 1,49	1282 / 1,29	1584 / 1,13	2003 / 0,976	2473 / 0,855	3102 / 0,743	3926 / 0,641	4986 / 0,552	6330 / 0,475
12,16	14,1	398 / 2,73	482 / 2,42	623 / 2,06	781 / 1,79	1020 / 1,51	1291 / 1,31	1594 / 1,14	2017 / 0,989	2490 / 0,867	3124 / 0,753	3954 / 0,65	5022 / 0,56	6375 / 0,482
12,33	14,2	401 / 2,76	486 / 2,45	627 / 2,09	786 / 1,81	1027 / 1,53	1300 / 1,33	1605 / 1,16	2032 / 1	2508 / 0,878	3146 / 0,763	3982 / 0,658	5057 / 0,567	6421 / 0,488
12,51	14,3	404 / 2,8	489 / 2,48	631 / 2,12	792 / 1,84	1034 / 1,55	1309 / 1,34	1616 / 1,17	2046 / 1,02	2526 / 0,89	3168 / 0,773	4010 / 0,667	5093 / 0,575	6466 / 0,495
12,68	14,4	407 / 2,83	492 / 2,52	636 / 2,14	798 / 1,86	1042 / 1,57	1319 / 1,36	1628 / 1,19	2060 / 1,03	2543 / 0,901	3190 / 0,783	4038 / 0,676	5129 / 0,582	6511 / 0,501
12,86	14,5	410 / 2,87	496 / 2,55	640 / 2,17	803 / 1,89	1049 / 1,6	1328 / 1,38	1639 / 1,2	2074 / 1,04	2561 / 0,914	3213 / 0,793	4066 / 0,685	5164 / 0,59	6556 / 0,508
13,04	14,6	413 / 2,91	499 / 2,58	645 / 2,2	809 / 1,91	1056 / 1,62	1337 / 1,4	1650 / 1,22	2089 / 1,06	2579 / 0,926	3235 / 0,804	4094 / 0,694	5200 / 0,598	6602 / 0,515
13,22	14,7	415 / 2,95	503 / 2,62	649 / 2,23	814 / 1,94	1063 / 1,64	1346 / 1,42	1662 / 1,24	2103 / 1,07	2596 / 0,938	3257 / 0,814	4122 / 0,703	5235 / 0,606	6647 / 0,521
13,4	14,8	418 / 2,99	506 / 2,65	653 / 2,26	820 / 1,96	1071 / 1,66	1355 / 1,43	1673 / 1,25	2117 / 1,08	2614 / 0,951	3279 / 0,825	4150 / 0,712	5271 / 0,614	6692 / 0,528
13,58	14,9	421 / 3,03	509 / 2,69	658 / 2,29	825 / 1,99	1078 / 1,68	1364 / 1,45	1684 / 1,27	2132 / 1,1	2632 / 0,962	3302 / 0,835	4178 / 0,721	5307 / 0,621	6737 / 0,535
13,76	15	424 / 3,07	513 / 2,72	662 / 2,32	831 / 2,01	1085 / 1,7	1373 / 1,47	1696 / 1,28	2146 / 1,11	2649 / 0,975	3323 / 0,846	4206 / 0,73	5342 / 0,629	6782 / 0,542
13,95	15,1	427 / 3,11	516 / 2,76	667 / 2,35	836 / 2,04	1092 / 1,72	1386 / 1,49	1707 / 1,3	2160 / 1,13	2667 / 0,988	3346 / 0,858	4234 / 0,74	5378 / 0,638	6828 / 0,549
14,13	15,2	429 / 3,14	520 / 2,79	671 / 2,38	842 / 2,06	1100 / 1,75	1392 / 1,51	1718 / 1,32	2175 / 1,14	2684 / 1	3368 / 0,868	4262 / 0,749	5413 / 0,646	6873 / 0,556
14,32	15,3	432 / 3,18	523 / 2,82	676 / 2,41	847 / 2,09	1107 / 1,77	1401 / 1,53	1729 / 1,33	2189 / 1,15	2702 / 1,01	3390 / 0,879	4290 / 0,758	5449 / 0,653	6918 / 0,563
14,5	15,4	435 / 3,22	527 / 2,86	680 / 2,44	853 / 2,11	1114 / 1,79	1410 / 1,54	1741 / 1,35	2203 / 1,17	2720 / 1,02	3412 / 0,889	4318 / 0,767	5485 / 0,661	6963 / 0,569

Продолжение табл. 14.8

$\frac{v^2\gamma}{2g}$, кГ/м²	v, м/сек	Количество проходящего воздуха в м³/ч (числитель) и сопротивление трения в кГ/м² на 1 пог. м воздуховода (знаменатель) при внутренних диаметрах в мм											
		450	500	560	630	710	800	900	1000	1120	1250	1400	1600
1	2	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27
10,82	13,3	7611 / 0,372	9396 / 0,326	11 787 / 0,283	14 918 / 0,244	18 947 / 0,211	24 055 / 0,181	30 444 / 0,156	37 586 / 0,137	47 148 / 0,119	58 728 / 0,104	73 668 / 0,09	96 220 / 0,076
10,98	13,4	7668 / 0,377	9467 / 0,331	11 876 / 0,287	15 030 / 0,248	19 080 / 0,213	24 236 / 0,184	30 673 / 0,159	37 868 / 0,139	47 502 / 0,121	59 169 / 0,105	74 222 / 0,091	96 943 / 0,077
11,15	13,5	7726 / 0,383	9538 / 0,366	11 964 / 0,291	15 142 / 0,251	19 232 / 0,216	24 417 / 0,186	30 902 / 0,161	38 151 / 0,141	47 857 / 0,123	59 611 / 0,107	74 776 / 0,093	97 667 / 0,078
11,31	13,6	7783 / 0,388	9608 / 0,34	12 053 / 0,295	15 254 / 0,255	19 374 / 0,219	24 598 / 0,189	31 131 / 0,163	38 434 / 0,143	48 211 / 0,124	60 053 / 0,108	75 330 / 0,094	98 390 / 0,08
11,48	13,7	7840 / 0,394	9679 / 0,345	12 141 / 0,299	15 366 / 0,258	19 517 / 0,223	24 778 / 0,192	31 360 / 0,165	38 716 / 0,145	48 566 / 0,126	60 494 / 0,11	75 884 / 0,095	99 113 / 0,081
11,65	13,8	7897 / 0,399	9750 / 0,35	12 230 / 0,303	15 479 / 0,262	19 659 / 0,226	24 959 / 0,194	31 589 / 0,168	38 991 / 0,147	48 920 / 0,128	60 936 / 0,111	76 438 / 0,097	99 837 / 0,082
11,82	13,9	7954 / 0,405	9820 / 0,355	12 318 / 0,308	15 591 / 0,266	19 802 / 0,229	25 140 / 0,197	31 818 / 0,17	39 281 / 0,149	49 275 / 0,13	61 377 / 0,113	76 992 / 0,098	100 560 / 0,083
11,99	14	8012 / 0,41	9891 / 0,36	12 407 / 0,312	15 703 / 0,269	19 944 / 0,232	25 321 / 0,2	32 047 / 0,172	39 564 / 0,151	49 629 / 0,131	61 819 / 0,114	77 545 / 0,099	101 284 / 0,084
12,16	14,1	8069 / 0,416	9962 / 0,365	12 496 / 0,316	15 815 / 0,273	20 087 / 0,235	25 502 / 0,203	32 276 / 0,175	39 847 / 0,153	49 984 / 0,133	62 260 / 0,116	78 099 / 0,101	102 007 / 0,085
12,33	14,2	8126 / 0,421	10 032 / 0,369	12 585 / 0,321	15 927 / 0,277	20 229 / 0,238	25 683 / 0,205	32 505 / 0,177	40 129 / 0,155	50 338 / 0,135	62 702 / 0,118	78 653 / 0,102	102 731 / 0,086
12,51	14,3	8183 / 0,427	10 103 / 0,374	12 673 / 0,325	16 039 / 0,28	20 372 / 0,241	25 864 / 0,208	32 734 / 0,179	40 412 / 0,157	50 693 / 0,137	63 143 / 0,119	79 207 / 0,103	103 454 / 0,087
12,68	14,4	8241 / 0,432	10 174 / 0,379	12 762 / 0,329	16 152 / 0,284	20 514 / 0,244	26 044 / 0,211	32 962 / 0,182	40 694 / 0,159	51 047 / 0,138	63 585 / 0,121	79 761 / 0,105	104 178 / 0,089
12,86	14,5	8298 / 0,438	10 244 / 0,384	12 850 / 0,333	16 264 / 0,288	20 657 / 0,248	26 225 / 0,213	33 191 / 0,184	40 977 / 0,162	51 402 / 0,14	64 027 / 0,122	80 315 / 0,106	104 901 / 0,09
13,04	14,6	8355 / 0,444	10 315 / 0,39	12 939 / 0,338	16 376 / 0,292	20 799 / 0,251	26 406 / 0,216	33 420 / 0,187	41 260 / 0,164	51 756 / 0,142	64 468 / 0,124	80 869 / 0,108	105 625 / 0,091
13,22	14,7	8412 / 0,45	10 386 / 0,395	13 028 / 0,342	16 488 / 0,295	20 941 / 0,254	26 587 / 0,219	33 649 / 0,189	41 542 / 0,166	52 111 / 0,144	64 910 / 0,126	81 483 / 0,109	106 348 / 0,092
13,4	14,8	8470 / 0,456	10 456 / 0,4	13 176 / 0,347	16 600 / 0,299	21 084 / 0,258	26 768 / 0,222	33 878 / 0,192	41 825 / 0,168	52 465 / 0,146	65 351 / 0,127	81 977 / 0,11	107 071 / 0,093
13,58	14,9	8528 / 0,462	10 527 / 0,405	13 205 / 0,351	16 712 / 0,303	21 226 / 0,261	26 939 / 0,225	34 107 / 0,194	42 107 / 0,17	52 820 / 0,148	65 793 / 0,129	82 531 / 0,112	107 795 / 0,095
13,76	15	8584 / 0,468	10 598 / 0,41	13 294 / 0,356	16 825 / 0,307	21 369 / 0,264	27 130 / 0,228	34 336 / 0,197	42 390 / 0,172	53 174 / 0,15	66 234 / 0,13	83 084 / 0,113	108 518 / 0,096
13,95	15,1	8641 / 0,474	10 668 / 0,415	13 382 / 0,36	16 937 / 0,311	21 511 / 0,268	27 310 / 0,231	34 565 / 0,199	42 673 / 0,175	53 529 / 0,152	66 676 / 0,132	83 638 / 0,115	109 242 / 0,097
14,13	15,2	8698 / 0,48	10 739 / 0,42	13 471 / 0,365	17 049 / 0,315	21 654 / 0,271	27 491 / 0,233	34 794 / 0,202	42 955 / 0,177	53 883 / 0,153	67 118 / 0,134	84 192 / 0,116	109 965 / 0,098
14,32	15,3	8756 / 0,485	10 809 / 0,426	13 559 / 0,369	17 161 / 0,319	21 796 / 0,274	27 672 / 0,236	35 023 / 0,204	43 238 / 0,179	54 237 / 0,155	67 559 / 0,135	84 746 / 0,118	110 689 / 0,099
14,5	15,4	8813 / 0,491	10 880 / 0,431	13 648 / 0,374	17 273 / 0,323	21 939 / 0,278	27 853 / 0,239	35 252 / 0,206	43 520 / 0,181	54 592 / 0,157	68 001 / 0,137	85 300 / 0,119	111 412 / 0,101

Продолжение табл. 14.8

$\frac{v^2\gamma}{2g}$, кГ/м²	v, м/сек	Количество проходящего воздуха в м³/ч (числитель) и сопротивление трения в кГ/м² на 1 пог. м воздуховода (знаменатель) при внутренних диаметрах в мм												
		100	110	125	140	160	180	200	225	250	280	315	355	400
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
14,69	15,5	438	530	684	858	1121	1419	1752	2218	2738	3434	4346	5520	7001
		3,26	2,89	2,47	2,14	1,81	1,56	1,37	1,18	1,04	0,9	0,777	0,669	0,576
14,88	15,6	441	533	689	864	1129	1428	1763	2232	2755	3456	4374	5556	7054
		3,3	2,93	2,5	2,17	1,83	1,58	1,38	1,2	1,05	0,911	0,787	0,677	0,583
15,08	15,7	444	537	693	870	1136	1437	1775	2246	2773	3478	4402	5592	7099
		3,34	2,97	2,53	2,19	1,86	1,6	1,4	1,21	1,06	0,923	0,797	0,686	0,591
15,27	15,8	446	540	698	875	1143	1447	1786	2260	2791	3501	4430	5627	7144
		3,38	3	2,56	2,22	1,88	1,62	1,42	1,23	1,08	0,934	0,806	0,695	0,598
15,46	15,9	449	544	702	881	1150	1456	1797	2275	2808	3523	4459	5663	7189
		3,42	3,04	2,59	2,25	1,9	1,64	1,44	1,24	1,09	0,945	0,816	0,703	0,605
15,66	16	452	547	706	886	1157	1465	1809	2289	2826	3545	4487	5698	7235
		3,46	3,07	2,62	2,27	1,92	1,66	1,45	1,26	1,1	0,956	0,826	0,711	0,612
15,85	16,1	455	550	711	891	1165	1474	1820	2303	2844	3567	4515	5734	7280
		3,51	3,11	2,65	2,3	1,95	1,68	1,47	1,27	1,12	0,968	0,836	0,72	0,62
16,05	16,2	458	554	715	897	1172	1483	1831	2318	2861	3589	4543	5770	7325
		3,55	3,15	2,68	2,33	1,97	1,7	1,49	1,29	1,13	0,98	0,846	0,729	0,627
16,25	16,3	461	557	720	903	1179	1492	1842	2332	2879	3611	4571	5805	7370
		3,59	3,19	2,72	2,36	1,99	1,72	1,5	1,3	1,14	0,991	0,855	0,737	0,635
16,45	16,4	463	561	724	908	1186	1502	1854	2346	2897	3634	4599	5841	7415
		3,63	3,22	2,75	2,38	2,02	1,74	1,52	1,32	1,16	1	0,866	0,746	0,642
16,65	16,5	466	564	729	914	1194	1511	1865	2361	2914	3656	4627	5876	7461
		3,67	3,26	2,78	2,41	2,04	1,76	1,54	1,33	1,17	1,01	0,875	0,754	0,649
16,85	16,6	469	568	733	919	1201	1520	1876	2375	2932	3678	4655	5912	7506
		3,71	3,3	2,81	2,44	2,06	1,78	1,56	1,35	1,18	1,03	0,885	0,763	0,657
17,06	16,7	472	571	737	925	1208	1529	1888	2389	2950	3700	4683	5948	7551
		3,76	3,34	2,85	2,47	2,09	1,8	1,58	1,36	1,2	1,04	0,896	0,772	0,665
17,26	16,8	475	574	742	930	1215	1538	1899	2404	2967	3722	4711	5983	7596
		3,8	3,37	2,88	2,49	2,11	1,82	1,59	1,38	1,21	1,05	0,906	0,78	0,672
17,47	16,9	478	578	746	936	1223	1547	1910	2418	2985	3744	4739	6019	7642
		3,84	3,41	2,91	2,52	2,13	1,85	1,61	1,39	1,22	1,06	0,916	0,79	0,679
17,68	17	480	581	751	942	1230	1557	1922	2432	3003	3766	4767	6054	7687
		3,89	3,45	2,94	2,55	2,16	1,87	1,63	1,41	1,24	1,07	0,927	0,799	0,688
17,88	17,1	483	585	755	947	1237	1566	1933	2446	3020	3789	4795	6090	7732
		3,93	3,49	2,97	2,58	2,18	1,89	1,65	1,43	1,25	1,09	0,937	0,807	0,695
18,09	17,2	486	588	759	953	1244	1575	1944	2461	3038	3811	4823	6126	7777
		3,97	3,53	3,01	2,61	2,21	1,91	1,67	1,44	1,26	1,1	0,947	0,816	0,703
18,3	17,3	489	592	764	958	1252	1584	1956	2475	3056	3833	4851	6161	7822
		4,02	3,57	3,04	2,64	2,23	1,93	1,69	1,46	1,28	1,11	0,958	0,825	0,711
18,52	17,4	492	595	768	964	1259	1593	1967	2489	3073	3855	4879	6197	7868
		4,06	3,61	3,08	2,67	2,26	1,95	1,7	1,47	1,29	1,12	0,969	0,835	0,719
18,73	17,5	494	598	773	969	1266	1602	1978	2504	3091	3877	4907	6233	7913
		4,11	3,65	3,11	2,7	2,28	1,97	1,72	1,49	1,31	1,14	0,98	0,844	0,727
18,94	17,6	497	602	777	975	1273	1612	1990	2518	3109	3899	4935	6268	7958
		4,15	3,69	3,14	2,73	2,31	1,99	1,74	1,51	1,32	1,15	0,99	0,853	0,734

Продолжение табл. 14.8

$\frac{v^2\gamma}{2g}$, кГ/м²	v, м/сек	Количество проходящего воздуха в м³/ч (числитель) и сопротивление трения в кГ/м² на 1 пог. м воздуховода (знаменатель) при внутренних диаметрах в мм											
		450	500	560	630	710	800	900	1000	1120	1250	1400	1600
1	2	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27
14,69	15,5	8870 / 0,497	10 951 / 0,436	13 737 / 0,378	17 385 / 0,327	22 081 / 0,281	28 034 / 0,242	35 480 / 0,209	43 803 / 0,183	54 946 / 0,159	68 442 / 0,139	85 864 / 0,12	112 136 / 0,102
14,88	15,6	8927 / 0,503	11 021 / 0,441	13 828 / 0,383	17 498 / 0,331	22 224 / 0,285	28 215 / 0,245	35 709 / 0,212	44 086 / 0,186	55 301 / 0,161	68 884 / 0,14	86 408 / 0,122	112 859 / 0,103
15,08	15,7	8985 / 0,51	11 092 / 0,447	13 914 / 0,388	17 610 / 0,335	22 366 / 0,288	28 395 / 0,248	35 938 / 0,214	44 368 / 0,188	55 655 / 0,163	69 325 / 0,142	86 952 / 0,123	113 583 / 0,104
15,27	15,8	9042 / 0,516	11 163 / 0,453	14 002 / 0,393	17 722 / 0,339	22 508 / 0,292	28 576 / 0,251	36 167 / 0,217	44 651 / 0,19	56 010 / 0,165	69 717 / 0,144	87 516 / 0,125	114 305 / 0,106
15,46	15,9	9099 / 0,522	11 233 / 0,458	14 091 / 0,397	17 834 / 0,343	22 651 / 0,295	28 757 / 0,254	36 396 / 0,219	44 933 / 0,193	56 364 / 0,167	70 208 / 0,146	88 069 / 0,126	115 030 / 0,107
15,66	16	9156 / 0,528	11 304 / 0,463	14 180 / 0,402	17 946 / 0,347	22 793 / 0,299	28 938 / 0,257	36 625 / 0,222	45 216 / 0,195	56 719 / 0,169	70 650 / 0,147	88 623 / 0,128	115 753 / 0,108
15,85	16,1	9213 / 0,535	11 375 / 0,469	14 268 / 0,407	18 058 / 0,351	22 936 / 0,302	29 119 / 0,261	36 854 / 0,225	45 499 / 0,197	57 073 / 0,171	71 092 / 0,149	89 177 / 0,13	116 476 / 0,11
16,05	16,2	9271 / 0,541	11 445 / 0,475	14 357 / 0,412	18 171 / 0,355	23 078 / 0,306	29 300 / 0,264	37 083 / 0,227	45 781 / 0,2	57 428 / 0,173	71 533 / 0,151	89 731 / 0,131	117 200 / 0,111
16,25	16,3	9328 / 0,548	11 516 / 0,48	14 446 / 0,417	18 283 / 0,359	23 221 / 0,31	29 481 / 0,267	37 312 / 0,23	46 064 / 0,202	57 782 / 0,175	71 975 / 0,153	90 285 / 0,133	117 923 / 0,112
16,45	16,4	9385 / 0,554	11 587 / 0,486	14 534 / 0,422	18 395 / 0,364	23 363 / 0,313	29 662 / 0,27	37 541 / 0,233	46 306 / 0,204	58 137 / 0,177	72 416 / 0,155	90 839 / 0,134	118 647 / 0,113
16,65	16,5	9442 / 0,56	11 657 / 0,491	14 623 / 0,426	18 507 / 0,368	23 506 / 0,317	29 843 / 0,273	37 769 / 0,236	46 629 / 0,207	58 491 / 0,179	72 858 / 0,156	91 392 / 0,136	119 370 / 0,115
16,85	16,6	9500 / 0,567	11 728 / 0,497	14 711 / 0,431	18 619 / 0,372	23 648 / 0,32	30 023 / 0,276	37 998 / 0,238	46 912 / 0,209	58 840 / 0,181	73 299 / 0,158	91 947 / 0,137	120 094 / 0,116
17,06	16,7	9557 / 0,574	11 799 / 0,503	14 800 / 0,437	18 731 / 0,377	23 791 / 0,324	30 204 / 0,279	38 227 / 0,241	47 194 / 0,212	59 200 / 0,184	73 741 / 0,16	92 500 / 0,139	120 817 / 0,118
17,26	16,8	9614 / 0,58	11 869 / 0,508	14 889 / 0,441	18 844 / 0,381	23 933 / 0,328	30 385 / 0,282	38 456 / 0,244	47 477 / 0,214	59 555 / 0,186	74 183 / 0,162	93 055 / 0,14	121 541 / 0,119
17,47	16,9	9671 / 0,586	11 940 / 0,514	14 977 / 0,446	18 956 / 0,385	24 076 / 0,332	30 566 / 0,286	38 685 / 0,246	47 759 / 0,216	59 909 / 0,188	74 624 / 0,164	93 606 / 0,142	122 264 / 0,12
17,68	17	9729 / 0,594	12 011 / 0,52	15 066 / 0,452	19 068 / 0,39	24 218 / 0,336	30 747 / 0,289	38 914 / 0,249	48 042 / 0,219	60 264 / 0,19	75 066 / 0,166	94 162 / 0,144	122 988 / 0,122
17,88	17,1	9786 / 0,6	12 081 / 0,526	15 155 / 0,456	19 180 / 0,394	24 360 / 0,339	30 928 / 0,292	39 143 / 0,252	48 325 / 0,221	60 618 / 0,192	75 507 / 0,167	94 716 / 0,145	123 711 / 0,123
18,09	17,2	9843 / 0,606	12 152 / 0,532	15 243 / 0,461	19 292 / 0,398	24 503 / 0,343	31 109 / 0,295	39 372 / 0,255	48 607 / 0,224	60 973 / 0,194	75 949 / 0,169	95 270 / 0,147	124 434 / 0,124
18,3	17,3	9900 / 0,613	12 222 / 0,538	15 332 / 0,466	19 404 / 0,403	24 645 / 0,347	31 289 / 0,299	39 601 / 0,258	48 890 / 0,226	61 327 / 0,196	76 390 / 0,171	95 524 / 0,148	125 158 / 0,126
18,52	17,4	9957 / 0,62	12 293 / 0,544	15 420 / 0,472	19 517 / 0,407	24 788 / 0,351	31 470 / 0,302	39 829 / 0,261	49 172 / 0,229	61 682 / 0,198	76 832 / 0,173	96 378 / 0,15	125 881 / 0,127
18,73	17,5	10 015 / 0,627	12 364 / 0,55	15 509 / 0,477	19 629 / 0,412	24 930 / 0,355	31 651 / 0,305	40 059 / 0,264	49 455 / 0,231	62 036 / 0,201	77 273 / 0,175	96 932 / 0,152	126 605 / 0,128
18,94	17,6	10 072 / 0,634	12 434 / 0,555	15 598 / 0,482	19 741 / 0,416	25 073 / 0,358	31 832 / 0,308	40 287 / 0,266	49 738 / 0,234	62 391 / 0,203	77 715 / 0,177	97 486 / 0,153	127 328 / 0,13

Продолжение табл. 14.8

$\frac{v^2\gamma}{2g}$, кГ/м²	v, м/сек	Количество проходящего воздуха в м³/ч (числитель) и сопротивление трения в кГ/м² на 1 пог. м воздуховода (знаменатель) при внутренних диаметрах в мм												
		100	110	125	140	160	180	200	225	250	280	315	355	400
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
19,16	17,7	500	605	782	980	1281	1621	2001	2532	3126	3922	4963	6304	8003
		4,2	3,73	3,18	2,76	2,33	2,01	1,76	1,52	1,34	1,16	1	0,862	0,742
19,38	17,8	503	609	786	985	1288	1630	2012	2547	3144	3944	4991	6339	8048
		4,25	3,77	3,21	2,79	2,36	2,04	1,78	1,54	1,35	1,17	1,01	0,872	0,751
19,6	17,9	506	612	790	992	1295	1639	2023	2561	3162	3966	5019	6375	8094
		4,29	3,81	3,25	2,82	2,38	2,06	1,8	1,56	1,36	1,18	1,02	0,881	0,758
19,82	18	509	616	795	997	1302	1648	2035	2575	3179	3988	5047	6411	8139
		4,34	3,85	3,28	2,85	2,41	2,08	1,82	1,57	1,38	1,2	1,03	0,891	0,767
20,04	18,1	512	619	799	1003	1309	1657	2046	2589	3197	4010	5075	6446	8184
		4,38	3,89	3,32	2,88	2,43	2,1	1,84	1,59	1,39	1,21	1,04	0,9	0,775
20,26	18,2	514	622	804	1008	1317	1666	2057	2604	3215	4032	5103	6482	8229
		4,43	3,93	3,35	2,91	2,46	2,13	1,86	1,61	1,41	1,22	1,06	0,91	0,783
20,48	18,3	517	626	808	1014	1324	1676	2069	2618	3232	4055	5132	6517	8275
		4,48	3,97	3,39	2,94	2,48	2,15	1,88	1,62	1,42	1,24	1,07	0,919	0,791
20,71	18,4	520	629	813	1019	1331	1685	2080	2632	3250	4077	5160	6553	8320
		4,52	4,02	3,42	2,97	2,51	2,17	1,9	1,64	1,44	1,25	1,08	0,929	0,8
20,93	18,5	523	633	817	1025	1338	1694	2091	2647	3268	4099	5188	6583	8365
		4,57	4,06	3,46	3	2,54	2,19	1,92	1,66	1,45	1,26	1,09	0,938	0,808
21,16	18,6	527	636	821	1030	1346	1703	2103	2661	3285	4121	5216	6624	8410
		4,62	4,1	3,49	3,03	2,56	2,22	1,94	1,68	1,47	1,27	1,1	0,948	0,816
21,39	18,7	529	639	826	1036	1353	1712	2114	2675	3303	4143	5244	6660	8455
		4,67	4,14	3,53	3,06	2,59	2,24	1,96	1,69	1,48	1,29	1,11	0,958	0,825
21,62	18,8	531	643	830	1041	1361	1721	2125	2690	3321	4165	5272	6696	8501
		4,72	4,19	3,57	3,1	2,62	2,26	1,98	1,71	1,5	1,3	1,12	0,968	0,834
21,85	18,9	534	646	835	1047	1367	1731	2137	2704	3338	4187	5300	6731	8546
		4,76	4,23	3,6	3,13	2,64	2,28	2	1,73	1,51	1,31	1,13	0,978	0,842
22,08	19	537	650	839	1052	1375	1740	2148	2718	3356	4210	5328	6767	8591
		4,81	4,27	3,64	3,16	2,67	2,31	2,02	1,75	1,53	1,33	1,15	0,988	0,851
22,31	19,1	540	653	843	1058	1382	1749	2159	2733	3374	4232	5356	6802	8636
		4,86	4,31	3,67	3,19	2,7	2,33	2,04	1,76	1,54	1,34	1,16	0,997	0,859
22,55	19,2	543	657	848	1064	1389	1758	2170	2747	3391	4254	5384	6838	8681
		4,91	4,35	3,71	3,22	2,72	2,35	2,06	1,78	1,56	1,35	1,17	1,01	0,867
22,78	19,3	545	660	852	1069	1396	1767	2182	2761	3409	4276	5412	6874	8727
		4,95	4,4	3,75	3,25	2,75	2,38	2,08	1,8	1,58	1,37	1,18	1,02	0,876
23,02	19,4	548	663	857	1075	1404	1776	2193	2775	3427	4298	5440	6909	8772
		5	4,44	3,79	3,28	2,78	2,4	2,1	1,82	1,59	1,38	1,19	1,03	0,885
23,26	19,5	551	667	861	1080	1411	1786	2204	2790	3444	4320	5468	6945	8817
		5,05	4,49	3,82	3,32	2,81	2,43	2,12	1,83	1,61	1,4	1,2	1,04	0,894
23,5	19,6	554	670	866	1086	1418	1795	2216	2804	3462	4343	5496	6980	8862
		5,1	4,53	3,86	3,35	2,83	2,45	2,14	1,85	1,62	1,41	1,22	1,05	0,902
23,74	19,7	557	674	870	1091	1425	1804	2227	2818	3480	4365	5524	7016	8908
		5,15	4,57	3,9	3,38	2,86	2,47	2,16	1,87	1,64	1,42	1,23	1,06	0,911
23,98	19,8	560	677	874	1097	1432	1813	2238	2833	3497	4387	5552	7052	8953
		5,2	4,62	3,94	3,41	2,89	2,5	2,18	1,89	1,65	1,44	1,24	1,07	0,919

Продолжение табл. 14.8

$\frac{v^2\gamma}{2g}$, кГ/м²	v, м/сек	Количество проходящего воздуха в м³/ч (числитель) и сопротивление трения в кГ/м² на 1 пог. м воздуховода (знаменатель) при внутренних диаметрах в мм											
		450	500	560	630	710	800	900	1000	1120	1250	1400	1600
1	2	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27
19,16	17,7	10 129 / 0,64	12 505 / 0,561	15 686 / 0,487	19 853 / 0,42	25 215 / 0,362	32 013 / 0,312	40 516 / 0,269	50 020 / 0,236	62 745 / 0,205	78 157 / 0,179	98 040 / 0,155	128 052 / 0,131
19,38	17,8	10 186 / 0,648	12 576 / 0,568	15 775 / 0,493	19 965 / 0,425	25 357 / 0,366	32 194 / 0,315	40 745 / 0,272	50 303 / 0,239	63 100 / 0,207	78 598 / 0,181	98 593 / 0,157	128 775 / 0,133
19,6	17,9	10 244 / 0,654	12 646 / 0,574	15 864 / 0,498	20 077 / 0,43	25 500 / 0,37	32 375 / 0,319	40 974 / 0,275	50 585 / 0,241	63 454 / 0,209	79 040 / 0,183	99 147 / 0,158	129 499 / 0,134
19,82	18	10 301 / 0,662	12 717 / 0,58	15 952 / 0,503	20 190 / 0,435	25 643 / 0,374	32 556 / 0,322	41 203 / 0,278	50 868 / 0,244	63 809 / 0,212	79 481 / 0,185	99 701 / 0,16	130 222 / 0,136
20,04	18,1	10 358 / 0,668	12 788 / 0,586	16 041 / 0,508	20 302 / 0,439	25 785 / 0,378	32 736 / 0,325	41 432 / 0,281	51 151 / 0,246	64 163 / 0,214	79 923 / 0,187	100 255 / 0,162	130 946 / 0,137
20,26	18,2	10 415 / 0,676	12 858 / 0,593	16 129 / 0,514	20 414 / 0,444	25 927 / 0,382	32 917 / 0,329	41 661 / 0,284	51 433 / 0,249	64 518 / 0,216	80 364 / 0,189	100 809 / 0,164	131 669 / 0,138
20,48	18,3	10 472 / 0,683	12 929 / 0,599	16 218 / 0,519	20 526 / 0,448	26 070 / 0,386	33 098 / 0,332	41 890 / 0,287	51 716 / 0,252	64 872 / 0,218	80 806 / 0,191	101 363 / 0,165	132 392 / 0,14
20,71	18,4	10 530 / 0,69	13 000 / 0,605	16 307 / 0,525	20 638 / 0,453	26 212 / 0,39	33 279 / 0,336	42 119 / 0,29	51 998 / 0,254	65 227 / 0,221	81 248 / 0,193	101 917 / 0,167	133 116 / 0,141
20,93	18,5	10 587 / 0,697	13 070 / 0,611	16 395 / 0,53	20 750 / 0,458	26 355 / 0,394	33 460 / 0,339	42 348 / 0,293	52 281 / 0,257	65 581 / 0,223	81 689 / 0,195	102 471 / 0,169	133 839 / 0,143
21,16	18,6	10 644 / 0,705	13 141 / 0,618	16 484 / 0,536	20 862 / 0,463	26 497 / 0,398	33 641 / 0,343	42 577 / 0,296	52 564 / 0,26	65 936 / 0,225	82 131 / 0,197	103 026 / 0,171	134 563 / 0,144
21,39	18,7	10 701 / 0,712	13 211 / 0,624	16 573 / 0,541	20 975 / 0,467	26 640 / 0,402	33 822 / 0,347	42 805 / 0,299	52 846 / 0,262	66 290 / 0,228	82 572 / 0,199	103 579 / 0,172	135 285 / 0,146
21,62	18,8	10 759 / 0,719	13 282 / 0,631	16 661 / 0,547	21 087 / 0,472	26 782 / 0,407	34 002 / 0,35	43 034 / 0,302	53 129 / 0,265	66 645 / 0,23	83 014 / 0,201	104 132 / 0,174	136 010 / 0,147
21,85	18,9	10 816 / 0,726	13 353 / 0,637	16 750 / 0,553	21 199 / 0,477	26 925 / 0,411	34 183 / 0,354	43 263 / 0,305	53 411 / 0,268	66 999 / 0,232	83 455 / 0,203	104 686 / 0,176	136 733 / 0,149
22,08	19	10 873 / 0,734	13 424 / 0,644	16 838 / 0,558	21 311 / 0,482	27 067 / 0,415	34 364 / 0,357	43 492 / 0,308	53 694 / 0,271	67 354 / 0,235	83 897 / 0,205	105 240 / 0,178	137 457 / 0,15
22,31	19,1	10 930 / 0,741	13 494 / 0,65	16 927 / 0,564	21 423 / 0,486	27 209 / 0,419	34 545 / 0,361	43 721 / 0,311	53 977 / 0,273	67 708 / 0,237	84 338 / 0,207	105 794 / 0,179	138 180 / 0,152
22,55	19,2	10 987 / 0,748	13 565 / 0,656	17 016 / 0,569	21 535 / 0,491	27 352 / 0,423	34 726 / 0,364	43 950 / 0,315	54 259 / 0,276	68 063 / 0,239	84 780 / 0,209	106 348 / 0,181	138 904 / 0,153
22,78	19,3	11 045 / 0,756	13 635 / 0,663	17 104 / 0,575	21 648 / 0,496	27 495 / 0,427	34 907 / 0,368	44 179 / 0,318	54 542 / 0,279	68 417 / 0,242	85 222 / 0,211	106 901 / 0,183	139 627 / 0,155
23,02	19,4	11 102 / 0,763	13 706 / 0,669	17 193 / 0,581	21 760 / 0,501	27 637 / 0,432	35 088 / 0,372	44 408 / 0,321	54 824 / 0,281	68 772 / 0,244	85 663 / 0,213	107 456 / 0,185	140 350 / 0,156
23,26	19,5	11 159 / 0,771	13 776 / 0,676	17 282 / 0,587	21 872 / 0,506	27 779 / 0,436	35 268 / 0,375	44 637 / 0,324	55 107 / 0,284	69 126 / 0,247	86 105 / 0,215	108 010 / 0,187	141 074 / 0,158
23,5	19,6	11 216 / 0,779	13 847 / 0,683	17 370 / 0,592	21 984 / 0,511	27 922 / 0,44	35 449 / 0,379	44 866 / 0,327	55 490 / 0,287	69 481 / 0,249	86 546 / 0,217	108 564 / 0,188	141 797 / 0,159
23,74	19,7	11 274 / 0,786	13 918 / 0,689	17 459 / 0,598	22 096 / 0,516	28 064 / 0,445	35 630 / 0,383	45 094 / 0,33	55 672 / 0,29	69 835 / 0,252	86 988 / 0,219	109 118 / 0,19	142 520 / 0,161
23,98	19,8	11 331 / 0,793	13 989 / 0,696	17 547 / 0,604	22 208 / 0,521	28 207 / 0,449	35 811 / 0,386	45 323 / 0,333	55 955 / 0,292	70 190 / 0,254	87 429 / 0,221	109 671 / 0,192	143 244 / 0,163

Продолжение табл. 14.8

$\frac{v^2\gamma}{2g}$, кГ/м²	v, м/сек	Количество проходящего воздуха в м³/ч (числитель) и сопротивление трения в кГ/м² на 1 пог. м воздуховода (знаменатель) при внутренних диаметрах в мм												
		100	110	125	140	160	180	200	225	250	280	315	355	400
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
24,22	19,9	562 / 5,25	681 / 4,66	879 / 3,98	1102 / 3,45	1440 / 2,92	1822 / 2,52	2250 / 2,2	2847 / 1,91	3515 / 1,67	4409 / 1,45	5580 / 1,25	7087 / 1,08	8998 / 0,929
24,46	20	565 / 5,31	684 / 4,71	883 / 4,02	1108 / 3,48	1447 / 2,95	1831 / 2,55	2261 / 2,22	2861 / 1,93	3533 / 1,69	4431 / 1,47	5608 / 1,26	7123 / 1,09	9043 / 0,938
24,71	20,1	568 / 5,36	687 / 4,75	888 / 4,05	1113 / 3,52	1454 / 2,97	1840 / 2,57	2272 / 2,25	2847 / 1,94	3550 / 1,7	4453 / 1,48	5636 / 1,28	7159 / 1,1	9088 / 0,947
24,96	20,2	571 / 5,41	691 / 4,8	892 / 4,09	1119 / 3,55	1461 / 3	1850 / 2,6	2283 / 2,27	2890 / 1,96	3568 / 1,72	4475 / 1,49	5664 / 1,29	7194 / 1,11	9134 / 0,956
25,2	20,3	574 / 5,46	694 / 4,84	896 / 4,13	1124 / 3,58	1469 / 3,03	1859 / 2,62	2295 / 2,29	2904 / 1,98	3585 / 1,74	4498 / 1,51	5692 / 1,3	7230 / 1,12	9179 / 0,965
25,45	20,4	577 / 5,51	698 / 4,89	901 / 4,17	1130 / 3,62	1477 / 3,06	1868 / 2,64	2306 / 2,31	2919 / 2	3603 / 1,75	4520 / 1,52	5720 / 1,31	7265 / 1,13	9224 / 0,974
25,7	20,5	579 / 5,56	701 / 4,93	905 / 4,21	1135 / 3,65	1483 / 3,09	1877 / 2,67	2317 / 2,33	2933 / 2,02	3621 / 1,77	4542 / 1,53	5748 / 1,32	7301 / 1,14	9269 / 0,983
25,95	20,6	582 / 5,61	704 / 4,98	910 / 4,25	1141 / 3,69	1490 / 3,12	1886 / 2,69	2329 / 2,35	2947 / 2,04	3638 / 1,79	4564 / 1,55	5776 / 1,34	7337 / 1,15	9314 / 0,992
26,21	20,7	585 / 5,66	708 / 5,03	914 / 4,29	1147 / 3,72	1498 / 3,15	1895 / 2,72	2340 / 2,37	2961 / 2,06	3656 / 1,8	4586 / 1,56	5804 / 1,35	7372 / 1,16	9360 / 1
26,46	20,8	588 / 5,72	711 / 5,08	918 / 4,33	1152 / 3,75	1505 / 3,18	1905 / 2,74	2351 / 2,4	2976 / 2,08	3674 / 1,82	4608 / 1,58	5833 / 1,36	7408 / 1,17	9405 / 1,01
26,72	20,9	591 / 5,78	715 / 5,13	923 / 4,37	1158 / 3,79	1512 / 3,21	1914 / 2,77	2363 / 2,42	2990 / 2,1	3691 / 1,84	4631 / 1,59	5861 / 1,38	7443 / 1,19	9450 / 1,02
26,97	21	594 / 5,82	718 / 5,17	927 / 4,41	1163 / 3,82	1519 / 3,23	1923 / 2,79	2374 / 2,44	3004 / 2,11	3709 / 1,85	4653 / 1,61	5889 / 1,39	7479 / 1,2	9495 / 1,03
27,23	21,1	596 / 5,88	722 / 5,22	932 / 4,45	1169 / 3,86	1527 / 3,26	1932 / 2,82	2385 / 2,46	3019 / 2,13	3727 / 1,87	4675 / 1,62	5917 / 1,4	7515 / 1,21	9541 / 1,04
27,49	21,2	599 / 5,93	725 / 5,26	936 / 4,49	1174 / 3,89	1534 / 3,29	1941 / 2,85	2396 / 2,49	3033 / 2,15	3744 / 1,89	4697 / 1,64	5945 / 1,41	7550 / 1,22	9586 / 1,05
27,75	21,3	602 / 5,99	728 / 5,31	941 / 4,53	1180 / 3,93	1541 / 3,32	1950 / 2,87	2408 / 2,51	3047 / 2,17	3762 / 1,9	4719 / 1,65	5973 / 1,43	7586 / 1,23	9631 / 1,06
28,01	21,4	605 / 6,04	732 / 5,36	945 / 4,57	1185 / 3,96	1548 / 3,35	1959 / 2,9	2419 / 2,53	3062 / 2,19	3780 / 1,92	4741 / 1,67	6001 / 1,44	7622 / 1,24	9676 / 1,07
28,27	21,5	608 / 6,09	735 / 5,41	949 / 4,61	1191 / 4	1555 / 3,38	1969 / 2,92	2430 / 2,55	3076 / 2,21	3797 / 1,94	4764 / 1,68	6029 / 1,45	7657 / 1,25	9721 / 1,08
28,53	21,6	610 / 6,15	739 / 5,46	954 / 4,65	1196 / 4,04	1563 / 3,41	1978 / 2,95	2442 / 2,58	3090 / 2,23	3815 / 1,96	4786 / 1,7	6057 / 1,47	7693 / 1,26	9767 / 1,09
28,8	21,7	613 / 6,2	742 / 5,51	958 / 4,69	1202 / 4,07	1570 / 3,44	1987 / 2,98	2453 / 2,6	3105 / 2,25	3833 / 1,97	4808 / 1,71	6085 / 1,48	7728 / 1,27	9812 / 1,1
29,07	21,8	616 / 6,26	745 / 5,56	963 / 4,74	1208 / 4,11	1577 / 3,47	1996 / 3	2464 / 2,62	3119 / 2,27	3850 / 1,99	4830 / 1,73	6113 / 1,49	7764 / 1,29	9857 / 1,11
29,33	21,9	619 / 6,31	749 / 5,6	967 / 4,77	1213 / 4,14	1584 / 3,5	2005 / 3,03	2476 / 2,65	3133 / 2,29	3868 / 2,01	4852 / 1,74	6141 / 1,5	7800 / 1,3	9902 / 1,12
29,6	22	622 / 6,37	752 / 5,65	971 / 4,82	1219 / 4,18	1592 / 3,54	2014 / 3,06	2487 / 2,67	3147 / 2,31	3886 / 2,03	4874 / 1,76	6169 / 1,52	7835 / 1,31	9948 / 1,13

Продолжение табл. 14.8

$\frac{v^2\gamma}{2g}$, кГ/м²	v, м/сек	Количество проходящего воздуха в м³/ч (числитель) и сопротивление трения в кГ/м² на 1 пог. м воздуховода (знаменатель) при внутренних диаметрах в мм											
		450	500	560	630	710	800	900	1000	1120	1250	1400	1600
1	2	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27
24,22	19,9	11 388 / 0,802	14 059 / 0,703	17 636 / 0,61	22 321 / 0,526	28 349 / 0,453	35 992 / 0,39	45 552 / 0,337	56 237 / 0,295	70 544 / 0,256	87 871 / 0,224	110 225 / 0,194	143 968 / 0,164
24,46	20	11 445 / 0,81	14 130 / 0,71	17 725 / 0,616	22 433 / 0,531	28 492 / 0,458	36 173 / 0,394	45 781 / 0,34	56 520 / 0,298	70 899 / 0,259	88 313 / 0,226	110 779 / 0,196	144 691 / 0,166
24,71	20,1	11 503 / 0,817	14 201 / 0,716	17 813 / 0,622	22 545 / 0,536	28 634 / 0,462	36 334 / 0,398	46 010 / 0,343	56 803 / 0,301	71 253 / 0,261	88 754 / 0,228	111 333 / 0,198	145 415 / 0,167
24,96	20,2	11 560 / 0,825	14 271 / 0,723	17 902 / 0,628	22 657 / 0,542	28 777 / 0,467	36 535 / 0,402	46 239 / 0,347	57 085 / 0,304	71 608 / 0,264	89 196 / 0,23	111 887 / 0,2	146 138 / 0,169
25,20	20,3	11 617 / 0,833	14 342 / 0,73	17 991 / 0,633	22 769 / 0,547	28 919 / 0,471	36 715 / 0,405	46 468 / 0,35	57 368 / 0,307	71 962 / 0,266	89 637 / 0,232	112 441 / 0,202	146 862 / 0,171
25,45	20,4	11 674 / 0,841	14 413 / 0,737	18 079 / 0,639	22 881 / 0,552	29 062 / 0,475	36 896 / 0,409	46 697 / 0,353	57 650 / 0,31	72 317 / 0,269	90 079 / 0,235	112 995 / 0,203	147 585 / 0,172
25,7	20,5	11 731 / 0,848	14 483 / 0,744	18 168 / 0,645	22 994 / 0,557	29 204 / 0,479	37 077 / 0,413	46 926 / 0,356	57 933 / 0,313	72 671 / 0,271	90 520 / 0,237	113 549 / 0,205	148 308 / 0,174
25,95	20,6	11 789 / 0,856	14 554 / 0,751	18 256 / 0,651	23 106 / 0,562	29 346 / 0,484	37 258 / 0,417	47 155 / 0,36	58 216 / 0,316	73 026 / 0,274	90 962 / 0,239	114 103 / 0,207	149 032 / 0,175
26,21	20,7	11 849 / 0,864	14 625 / 0,758	18 345 / 0,657	23 218 / 0,567	29 489 / 0,489	37 439 / 0,421	47 384 / 0,363	58 498 / 0,319	73 380 / 0,277	91 403 / 0,241	114 656 / 0,209	149 755 / 0,177
26,46	20,8	11 903 / 0,873	14 695 / 0,765	18 434 / 0,664	23 330 / 0,573	29 631 / 0,493	37 620 / 0,425	47 612 / 0,367	58 731 / 0,322	73 735 / 0,279	91 845 / 0,243	115 210 / 0,211	150 479 / 0,179
26,72	20,9	11 960 / 0,881	14 766 / 0,773	18 522 / 0,67	23 442 / 0,578	29 774 / 0,498	37 801 / 0,429	47 841 / 0,37	59 063 / 0,325	74 089 / 0,282	92 287 / 0,246	115 764 / 0,213	151 202 / 0,18
26,97	21	12 018 / 0,888	14 837 / 0,779	18 611 / 0,676	23 554 / 0,583	29 916 / 0,502	37 981 / 0,433	48 070 / 0,373	59 346 / 0,327	74 443 / 0,284	92 728 / 0,248	116 318 / 0,215	151 926 / 0,182
27,23	21,1	12 075 / 0,897	14 907 / 0,786	18 700 / 0,682	23 667 / 0,589	30 059 / 0,507	38 162 / 0,437	48 299 / 0,377	59 629 / 0,331	74 798 / 0,287	93 170 / 0,25	116 872 / 0,217	152 649 / 0,184
27,49	21,2	12 132 / 0,905	14 978 / 0,793	18 788 / 0,688	23 779 / 0,594	30 201 / 0,511	38 343 / 0,441	48 528 / 0,38	59 911 / 0,334	75 153 / 0,289	93 611 / 0,252	117 426 / 0,219	153 373 / 0,185
27,75	21,3	12 189 / 0,913	15 048 / 0,801	18 877 / 0,695	23 891 / 0,6	30 343 / 0,516	38 524 / 0,445	48 757 / 0,384	60 194 / 0,337	75 507 / 0,292	94 053 / 0,255	117 980 / 0,221	154 096 / 0,187
28,01	21,4	12 246 / 0,921	15 119 / 0,808	18 965 / 0,701	24 003 / 0,605	30 486 / 0,521	38 705 / 0,449	48 986 / 0,387	60 476 / 0,34	75 862 / 0,295	94 494 / 0,257	118 534 / 0,223	154 820 / 0,189
28,27	21,5	12 304 / 0,93	15 190 / 0,815	19 054 / 0,707	24 115 / 0,61	30 629 / 0,526	38 886 / 0,453	49 215 / 0,391	60 759 / 0,343	76 216 / 0,297	94 936 / 0,259	119 088 / 0,225	155 543 / 0,19
28,53	21,6	12 361 / 0,938	15 260 / 0,822	19 143 / 0,714	24 227 / 0,616	30 771 / 0,53	39 067 / 0,457	49 444 / 0,394	61 042 / 0,346	76 571 / 0,3	95 378 / 0,262	119 642 / 0,227	156 265 / 0,192
28,8	21,7	12 418 / 0,946	15 331 / 0,83	19 231 / 0,72	24 340 / 0,621	30 914 / 0,535	39 247 / 0,461	49 673 / 0,398	61 324 / 0,349	76 925 / 0,303	95 819 / 0,264	120 195 / 0,229	156 990 / 0,194
29,07	21,8	12 475 / 0,955	15 402 / 0,837	19 320 / 0,727	24 452 / 0,627	31 056 / 0,54	39 428 / 0,465	49 902 / 0,401	61 607 / 0,352	77 280 / 0,306	96 261 / 0,267	120 749 / 0,231	157 713 / 0,196
29,33	21,9	12 533 / 0,963	15 472 / 0,844	19 409 / 0,732	24 564 / 0,632	31 198 / 0,544	39 609 / 0,469	50 130 / 0,405	61 889 / 0,355	77 634 / 0,308	96 702 / 0,269	121 303 / 0,233	158 436 / 0,197
29,6	22	12 590 / 0,972	15 543 / 0,852	19 497 / 0,739	24 676 / 0,638	31 341 / 0,549	39 790 / 0,473	50 359 / 0,408	62 172 / 0,358	77 989 / 0,311	97 144 / 0,271	121 857 / 0,235	159 160 / 0,199

Продолжение табл. 14.8

$\frac{v^2\gamma}{2g}$, кГ/м²	v, м/сек	Количество проходящего воздуха в м³/ч (числитель) и сопротивление трения в кГ/м² на 1 пог. м воздуховода (знаменатель) при внутренних диаметрах в мм												
		100	110	125	140	160	180	200	225	250	280	315	355	400
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
29,87	22,1	625 / 6,43	756 / 5,7	976 / 4,86	1224 / 4,22	1599 / 3,57	2024 / 3,08	2498 / 2,69	3162 / 2,33	3903 / 2,04	4896 / 1,77	6197 / 1,53	7871 / 1,32	9993 / 1,14
30,14	22,2	627 / 6,48	759 / 5,75	980 / 4,9	1230 / 4,25	1606 / 3,6	2033 / 3,11	2510 / 2,72	3176 / 2,35	3921 / 2,06	4919 / 1,79	6225 / 1,54	7906 / 1,33	10 038 / 1,15
30,41	22,3	630 / 6,54	763 / 5,8	985 / 4,95	1235 / 4,29	1613 / 3,63	2042 / 3,14	2521 / 2,74	3190 / 2,37	3939 / 2,08	4941 / 1,8	6253 / 1,56	7942 / 1,34	10 083 / 1,16
30,69	22,4	633 / 6,59	766 / 5,85	989 / 4,99	1241 / 4,33	1621 / 3,66	2051 / 3,16	2532 / 2,76	3205 / 2,39	3956 / 2,1	4963 / 1,82	6281 / 1,57	7978 / 1,35	10 128 / 1,17
30,96	22,5	636 / 6,65	769 / 5,9	994 / 5,03	1246 / 4,36	1628 / 3,69	2060 / 3,19	2543 / 2,79	3219 / 2,41	3974 / 2,11	4985 / 1,84	6309 / 1,58	8013 / 1,37	10 174 / 1,18
31,24	22,6	639 / 6,71	773 / 5,95	998 / 5,08	1252 / 4,4	1635 / 3,72	2069 / 3,22	2555 / 2,81	3233 / 2,43	3992 / 2,13	5007 / 1,85	6337 / 1,6	8049 / 1,38	10 219 / 1,19
31,52	22,7	642 / 6,76	776 / 6	1002 / 5,12	1257 / 4,44	1642 / 3,76	2079 / 3,25	2566 / 2,84	3248 / 2,45	4009 / 2,15	5029 / 1,87	6365 / 1,61	8085 / 1,39	10 264 / 1,2
31,79	22,8	644 / 6,82	780 / 6,05	1007 / 5,16	1263 / 4,48	1650 / 3,79	2088 / 3,27	2577 / 2,86	3262 / 2,47	4027 / 2,17	5052 / 1,88	6393 / 1,63	8120 / 1,4	10 309 / 1,21
32,07	22,9	647 / 6,88	783 / 6,1	1011 / 5,2	1268 / 4,51	1657 / 3,82	2097 / 3,3	2589 / 2,88	3276 / 2,49	4045 / 2,19	5074 / 1,9	6421 / 1,64	8156 / 1,41	10 354 / 1,22
32,35	23	650 / 6,94	787 / 6,16	1016 / 5,25	1274 / 4,55	1664 / 3,85	2106 / 3,33	2600 / 2,91	3291 / 2,52	4062 / 2,21	5096 / 1,91	6449 / 1,65	8191 / 1,42	10 400 / 1,23
32,64	23,1	653 / 7	790 / 6,21	1020 / 5,29	1280 / 4,59	1671 / 3,88	2115 / 3,36	2611 / 2,93	3305 / 2,54	4080 / 2,23	5118 / 1,93	6477 / 1,67	8227 / 1,44	10 445 / 1,24
32,92	23,2	656 / 7,05	793 / 6,26	1024 / 5,34	1285 / 4,63	1678 / 3,92	2124 / 3,38	2623 / 2,96	3319 / 2,56	4098 / 2,24	5140 / 1,95	6506 / 1,68	8263 / 1,45	10 490 / 1,25
33,2	23,3	659 / 7,11	797 / 6,31	1029 / 5,38	1291 / 4,67	1686 / 3,95	2133 / 3,41	2634 / 2,98	3333 / 2,58	4115 / 2,26	5162 / 1,96	6534 / 1,69	8298 / 1,46	10 535 / 1,26
33,49	23,4	661 / 7,17	800 / 6,37	1033 / 5,43	1296 / 4,71	1693 / 3,98	2143 / 3,44	2645 / 3,01	3348 / 2,6	4133 / 2,28	5184 / 1,98	6562 / 1,71	8334 / 1,47	10 581 / 1,27
33,78	23,5	664 / 7,23	804 / 6,42	1037 / 5,47	1302 / 4,75	1700 / 4,01	2152 / 3,47	2656 / 3,03	3362 / 2,62	4151 / 2,3	5207 / 2	6590 / 1,72	8369 / 1,48	10 626 / 1,28
34,06	23,6	667 / 7,29	807 / 6,47	1042 / 5,51	1307 / 4,78	1707 / 4,05	2161 / 3,5	2668 / 3,06	3376 / 2,64	4168 / 2,32	5229 / 2,01	6618 / 1,74	8405 / 1,5	10 671 / 1,29
34,35	23,7	670 / 7,35	810 / 6,52	1047 / 5,56	1313 / 4,83	1715 / 4,08	2170 / 3,53	2679 / 3,08	3391 / 2,67	4186 / 2,34	5251 / 2,03	6646 / 1,75	8441 / 1,51	10 716 / 1,3
34,64	23,8	673 / 7,41	814 / 6,57	1051 / 5,6	1318 / 4,86	1722 / 4,11	2179 / 3,55	2690 / 3,1	3405 / 2,69	4204 / 2,36	5273 / 2,04	6674 / 1,76	8476 / 1,52	10 761 / 1,31
34,94	23,9	675 / 7,47	817 / 6,63	1055 / 5,65	1324 / 4,9	1729 / 4,15	2188 / 3,58	2702 / 3,13	3419 / 2,71	4221 / 2,38	5295 / 2,06	6702 / 1,78	8512 / 1,53	10 807 / 1,32
35,23	24	678 / 7,53	821 / 6,69	1060 / 5,7	1329 / 4,94	1736 / 4,18	2198 / 3,61	2713 / 3,16	3434 / 2,73	4239 / 2,4	5317 / 2,08	6730 / 1,79	8548 / 1,55	10 852 / 1,33
35,52	24,1	681 / 7,59	824 / 6,73	1064 / 5,74	1335 / 4,98	1744 / 4,21	2207 / 3,64	2724 / 3,18	3448 / 2,75	4257 / 2,41	5340 / 2,09	6758 / 1,81	8583 / 1,56	10 897 / 1,34
35,82	24,2	684 / 7,65	828 / 6,79	1069 / 5,79	1340 / 5,02	1751 / 4,25	2216 / 3,67	2736 / 3,21	3462 / 2,78	4274 / 2,43	5362 / 2,11	6786 / 1,82	8619 / 1,57	10 942 / 1,35

Продолжение табл. 14.8

$\frac{v^2\gamma}{2g}$, кГ/м²	v, м/сек	Количество проходящего воздуха в м³/ч (числитель) и сопротивление трения в кГ/м² на 1 пог. м воздуховода (знаменатель) при внутренних диаметрах в мм											
		450	500	560	630	710	800	900	1000	1120	1250	1400	1600
1	2	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27
29,87	22,1	12 647 / 0,981	15 614 / 0,86	19 586 / 0,746	24 788 / 0,644	31 483 / 0,554	39 971 / 0,477	50 588 / 0,412	62 455 / 0,361	78 343 / 0,314	97 585 / 0,274	122 411 / 0,237	159 854 / 0,201
30,14	22,2	12 704 / 0,988	15 684 / 0,866	19 674 / 0,752	24 900 / 0,649	31 626 / 0,559	40 152 / 0,481	50 817 / 0,415	62 737 / 0,364	78 698 / 0,316	98 027 / 0,276	122 965 / 0,239	160 607 / 0,202
30,41	22,3	12 762 / 0,997	15 755 / 0,874	19 763 / 0,759	25 013 / 0,655	31 768 / 0,564	40 333 / 0,486	51 046 / 0,419	63 020 / 0,368	79 052 / 0,319	98 468 / 0,278	123 520 / 0,241	161 331 / 0,204
30,69	22,4	12 819 / 1,01	15 826 / 0,882	19 852 / 0,765	25 125 / 0,66	31 911 / 0,569	40 514 / 0,49	51 275 / 0,423	63 302 / 0,371	79 407 / 0,322	98 910 / 0,281	124 073 / 0,243	162 054 / 0,206
30,96	22,5	12 876 / 1,01	15 896 / 0,889	19 940 / 0,772	25 237 / 0,666	32 053 / 0,573	40 694 / 0,494	51 504 / 0,426	63 585 / 0,374	79 761 / 0,325	99 352 / 0,283	124 627 / 0,246	162 778 / 0,208
31,24	22,6	12 933 / 1,02	15 967 / 0,897	20 029 / 0,779	25 349 / 0,672	32 196 / 0,579	40 875 / 0,498	51 733 / 0,43	63 868 / 0,377	80 116 / 0,327	99 793 / 0,286	125 180 / 0,248	163 501 / 0,21
31,52	22,7	12 990 / 1,03	16 038 / 0,905	20 118 / 0,785	25 461 / 0,677	32 338 / 0,583	41 056 / 0,502	51 962 / 0,434	64 180 / 0,38	80 470 / 0,33	100 235 / 0,288	125 734 / 0,25	164 225 / 0,211
31,79	22,8	13 048 / 1,04	16 108 / 0,912	20 206 / 0,792	25 573 / 0,683	32 481 / 0,588	41 237 / 0,507	52 191 / 0,437	64 433 / 0,384	80 825 / 0,333	100 676 / 0,29	126 288 / 0,252	164 948 / 0,213
32,07	22,9	13 105 / 1,05	16 179 / 0,92	20 295 / 0,798	25 686 / 0,689	32 623 / 0,593	41 418 / 0,511	52 420 / 0,441	64 715 / 0,387	81 179 / 0,336	101 118 / 0,293	126 842 / 0,254	165 671 / 0,215
32,35	23	13 162 / 1,06	16 250 / 0,928	20 383 / 0,805	25 798 / 0,695	32 765 / 0,598	41 599 / 0,515	52 648 / 0,445	64 998 / 0,39	81 533 / 0,339	101 559 / 0,295	127 390 / 0,256	166 395 / 0,217
32,64	23,1	13 219 / 1,07	16 320 / 0,936	20 472 / 0,812	25 910 / 0,701	32 908 / 0,603	41 780 / 0,52	52 877 / 0,449	65 281 / 0,393	81 888 / 0,342	102 001 / 0,298	127 950 / 0,258	167 118 / 0,219
32,92	23,2	13 277 / 1,08	16 391 / 0,943	20 561 / 0,818	26 022 / 0,706	33 050 / 0,608	41 960 / 0,524	53 106 / 0,452	65 563 / 0,397	82 242 / 0,344	102 443 / 0,3	128 504 / 0,26	167 842 / 0,22
33,2	23,3	13 334 / 1,09	16 461 / 0,951	20 649 / 0,825	26 134 / 0,712	33 193 / 0,613	42 141 / 0,528	53 335 / 0,456	65 846 / 0,4	82 597 / 0,347	102 884 / 0,303	129 058 / 0,263	168 565 / 0,222
33,49	23,4	13 391 / 1,09	16 532 / 0,959	20 738 / 0,832	26 246 / 0,718	33 335 / 0,619	42 322 / 0,533	53 564 / 0,46	66 128 / 0,403	82 951 / 0,35	103 326 / 0,305	129 612 / 0,265	169 289 / 0,224
33,78	23,5	13 448 / 1,1	16 603 / 0,967	20 826 / 0,839	26 359 / 0,724	33 478 / 0,624	42 503 / 0,537	53 793 / 0,463	66 411 / 0,407	83 306 / 0,353	103 767 / 0,308	130 166 / 0,267	170 012 / 0,226
34,06	23,6	13 505 / 1,11	16 673 / 0,975	20 915 / 0,846	26 471 / 0,73	33 620 / 0,629	42 684 / 0,541	54 022 / 0,467	66 694 / 0,41	83 660 / 0,356	104 209 / 0,31	130 719 / 0,269	170 736 / 0,228
34,35	23,7	13 564 / 1,12	16 744 / 0,983	21 004 / 0,853	26 583 / 0,736	33 763 / 0,634	42 865 / 0,546	54 251 / 0,471	66 976 / 0,413	84 015 / 0,359	104 650 / 0,313	131 273 / 0,271	171 459 / 0,23
34,64	23,8	13 620 / 1,13	16 815 / 0,99	21 092 / 0,859	26 695 / 0,742	33 905 / 0,639	43 045 / 0,55	54 479 / 0,475	67 259 / 0,416	84 369 / 0,362	105 092 / 0,315	131 827 / 0,273	172 183 / 0,231
34,94	23,9	13 677 / 1,14	16 885 / 0,999	21 181 / 0,867	26 807 / 0,748	34 047 / 0,644	43 226 / 0,555	54 709 / 0,479	67 541 / 0,42	84 724 / 0,365	105 533 / 0,318	132 381 / 0,276	172 906 / 0,233
35,23	24	13 734 / 1,15	16 956 / 1,01	21 270 / 0,874	26 919 / 0,755	34 190 / 0,65	43 407 / 0,56	54 937 / 0,483	67 824 / 0,424	85 078 / 0,368	105 976 / 0,321	132 953 / 0,278	173 629 / 0,235
35,52	24,1	13 792 / 1,16	17 027 / 1,01	21 358 / 0,881	27 032 / 0,76	34 333 / 0,655	43 588 / 0,564	55 166 / 0,486	68 107 / 0,427	85 433 / 0,37	106 416 / 0,323	133 489 / 0,28	174 353 / 0,237
35,82	24,2	13 829 / 1,17	17 091 / 1,02	21 447 / 0,888	27 144 / 0,766	34 475 / 0,66	43 769 / 0,568	55 395 / 0,49	68 389 / 0,43	85 787 / 0,374	106 858 / 0,326	134 042 / 0,283	175 076 / 0,239

Продолжение табл. 14.8

$\frac{v^2\gamma}{2g}$, кГ/м²	v, м/сек	Количество проходящего воздуха в м³/ч (числитель) и сопротивление трения в кГ/м² на 1 пог. м воздуховода (знаменатель) при внутренних диаметрах в мм												
		100	110	125	140	160	180	200	225	250	280	315	355	400
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
36,11	24,3	687	831	1073	1346	1758	2225	2747	3477	4292	5384	6814	8654	10 987
		7,71	6,85	5,84	5,06	4,28	3,7	3,23	2,8	2,45	2,13	1,84	1,58	1,36
36,41	24,4	690	834	1077	1352	1765	2234	2758	3491	4310	5406	6842	8690	11 033
		7,77	6,9	5,88	5,1	4,31	3,73	3,26	2,82	2,47	2,14	1,85	1,6	1,37
36,71	24,5	692	838	1082	1357	1773	2243	2770	3503	4327	5428	6870	8726	11 078
		7,83	6,95	5,93	5,14	4,35	3,76	3,28	2,84	2,49	2,16	1,87	1,61	1,38
37,01	24,6	695	841	1086	1363	1780	2252	2781	3518	4345	5450	6898	8761	11 123
		7,9	7,01	5,98	5,18	4,39	3,79	3,31	2,87	2,51	2,18	1,88	1,62	1,4
37,31	24,7	698	845	1091	1368	1787	2262	2792	3532	4363	5472	6,926	8797	11 168
		7,96	7,06	6,02	5,22	4,42	3,82	3,33	2,89	2,53	2,2	1,9	1,63	1,41
37,62	24,8	701	848	1095	1374	1794	2271	2803	3546	4380	5495	6954	8832	11 214
		8,02	7,12	6,07	5,26	4,45	3,85	3,36	2,91	2,55	2,21	1,91	1,65	1,42
37,92	24,9	704	851	1100	1379	1801	2280	2815	3561	4398	5517	6982	8868	11 259
		8,08	7,17	6,11	5,3	4,48	3,88	3,39	2,93	2,57	2,23	1,92	1,66	1,43
38,23	25	707	855	1104	1385	1809	2289	2826	3575	4416	5539	7010	8904	11 304
		8,14	7,23	6,16	5,35	4,52	3,91	3,41	2,95	2,59	2,25	1,94	1,67	1,44

Таблица 14.9

Значения поправочных коэффициентов k_t на температуру воздуха

Температура воздуха в *град*	Значения K_t	Температура воздуха в *град*	Значения k_t
—30	1,1	60	0,93
—20	1,08	70	0,92
—10	1,06	80	0,9
0	1,04	90	0,89
+10	1,02	100	0,87
20	1	125	0,84
30	0,98	150	0,81
40	0,96	175	0,78
50	0,95	200	0,75

Таблица 14.10

Значения поправочного коэффициента n, учитывающего шероховатость материала воздуховодов

Скорость v в м/сек	Значение n при Δ в мм				Скорость v в м/сек	Значение n при Δ в мм			
	1	1,5	4	10		1	1,5	4	10
0,2	1,04	1,06	1,15	1,31	1,4	1,2	1,28	1,55	1,9
0,4	1,08	1,11	1,25	1,48	1,6	1,22	1,31	1,58	1,95
0,6	1,11	1,16	1,33	1,6	1,8	1,24	1,33	1,62	2
0,8	1,13	1,19	1,4	1,69	2	1,25	1,35	1,65	2,04
1	1,16	1,23	1,46	1,77	2,2	1,27	1,37	1,68	2,08
1,2	1,18	1,25	1,5	1,84	2,4	1,28	1,38	1,7	2,11

Продолжение табл. 14.10

Скорость v в м/сек	Значение n при Δ в мм				Скорость v в м/сек	Значение n при Δ в мм			
	1	1,5	4	10		1	1,5	4	10
2,6	1,29	1,4	1,73	2,14	7,4	1,48	1,62	2,04	2,56
2,8	1,31	1,42	1,75	2,17	7,6	1,48	1,63	2,05	2,57
3	1,32	1,43	1,77	2,2	7,8	1,49	1,63	2,05	2,57
3,2	1,33	1,44	1,79	2,23	8	1,49	1,64	2,06	2,58
3,4	1,34	1,46	1,81	2,25	8,2	1,5	1,64	2,07	2,59
3,6	1,35	1,47	1,83	2,28	8,4	1,5	1,64	2,07	2,6
3,8	1,36	1,48	1,85	2,3	8,6	1,5	1,65	2,08	2,61
4	1,37	1,49	1,86	2,32	8,8	1,51	1,65	2,09	2,62
4,2	1,38	1,5	1,87	2,34	9	1,51	1,66	2,1	2,62
4,3	1,39	1,51	1,89	2,36	9,2	1,52	1,66	2,1	2,63
4,6	1,4	1,52	1,9	2,37	9,4	1,52	1,67	2,11	2,64
4,8	1,4	1,53	1,92	2,39	9,6	1,52	1,67	2,11	2,65
5	1,41	1,54	1,93	2,41	9,8	1,53	1,68	2,12	2,65
5,2	1,42	1,55	1,94	2,42	10	1,53	1,68	2,12	2,66
5,4	1,43	1,56	1,95	2,44	10,5	1,54	1,69	2,14	2,67
5,6	1,43	1,56	1,96	2,45	11	1,54	1,7	2,15	2,69
5,8	1,44	1,57	1,97	2,46	11,5	1,55	1,7	2,16	2,71
6	1,44	1,58	1,98	2,48	12	1,56	1,71	2,17	2,72
6,2	1,45	1,58	1,99	2,49	12,5	1,56	1,72	2,18	2,73
6,4	1,45	1,59	2	2,5	13	1,57	1,73	2,19	2,74
6,6	1,46	1,6	2,01	2,51	13,5	1,57	1,73	2,2	2,75
6,8	1,47	1,6	2,02	2,52	14	1,58	1,74	2,2	2,76
7	1,47	1,61	2,03	2,54	14,5	1,58	1,74	2,21	2,77
7,2	1,48	1,62	2,04	2,55	15	1,59	1,75	2,22	2,78

Величины коэффициентов местных сопротивлений приведены в табл. 14.11.

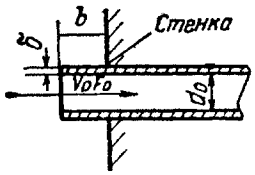
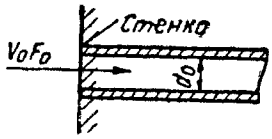
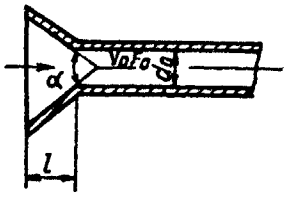
Продолжение табл. 14.8

$\frac{v^2\gamma}{2g}$, кГ/м²	v, м/сек	Количество проходящего воздуха в м³/ч (числитель) и сопротивление трения в кГ/м² на 1 пог. м воздуховода (знаменатель) при внутренних диаметрах в мм											
		450	500	560	630	710	800	900	1000	1120	1250	1400	1600
1	2	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27
36,11	24,3	13 906 / 1,18	17 168 / 1,03	21 535 / 0,895	27 256 / 0,772	34 617 / 0,665	43 950 / 0,573	55 624 / 0,494	68 672 / 0,434	86 142 / 0,376	107 300 / 0,328	134 597 / 0,285	175 800 / 0,241
36,41	24,4	13 963 / 1,19	17 239 / 1,04	21 624 / 0,902	27 368 / 0,778	34 760 / 0,67	44 131 / 0,577	55 823 / 0,498	68 954 / 0,437	86 496 / 0,379	107 741 / 0,331	135 151 / 0,287	176 523 / 0,243
36,71	24,5	14 020 / 1,2	17 309 / 1,05	21 713 / 0,909	27 480 / 0,785	34 902 / 0,676	44 312 / 0,582	56 082 / 0,502	69 237 / 0,441	86 851 / 0,382	108 183 / 0,333	135 705 / 0,289	177 246 / 0,245
37,01	24,6	14 078 / 1,2	17 380 / 1,06	21 809 / 0,917	27 592 / 0,791	35 045 / 0,681	44 493 / 0,587	56 311 / 0,506	69 520 / 0,444	87 205 / 0,386	108 624 / 0,336	136 258 / 0,292	177 970 / 0,247
37,31	24,7	14 135 / 1,21	17 451 / 1,06	21 890 / 0,923	27 704 / 0,797	35 187 / 0,686	44 673 / 0,591	56 540 / 0,51	69 802 / 0,447	87 560 / 0,388	109 066 / 0,339	136 812 / 0,294	178 694 / 0,249
37,62	24,8	14 192 / 1,22	17 521 / 1,07	21 979 / 0,931	27 817 / 0,803	35 330 / 0,692	44 854 / 0,596	56 769 / 0,514	70 085 / 0,451	87 914 / 0,392	109 508 / 0,341	137 366 / 0,296	179 417 / 0,251
37,92	24,9	14 249 / 1,23	17 592 / 1,08	22 067 / 0,937	27 929 / 0,809	35 472 / 0,697	45 035 / 0,6	56 998 / 0,518	70 367 / 0,454	88 269 / 0,394	109 949 / 0,344	137 920 / 0,298	180 141 / 0,252
38,23	25	14 307 / 1,24	17 663 / 1,09	22 156 / 0,945	28 041 / 0,816	35 615 / 0,702	45 216 / 0,605	57 227 / 0,522	70 650 / 0,458	88 623 / 0,397	110 391 / 0,347	138 474 / 0,301	180 864 / 0,254

Таблица 14.11

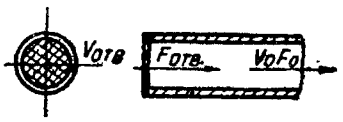
Значения коэффициентов местных сопротивлений

1. Вход

			Значения ζ_0						
			δ/d_0	b/d_0					
				0	0,002	0,01	0,05	0,2	0,5	1
1	Вход в трубу, заделанную в стену		≈0	0,5	0,57	0,68	0,8	0,92	1	0,94
			0,02 и более	0,5	0,51	0,52	0,65	0,66	0,72	0,72
2	Вход в трубу, заделанную заподлицо в стену		$\zeta_0 = 0,5$						
3	Вход в конический коллектор	 ζ_0 относить к скорости в трубе v_0	Значения ζ_0						
			l/d_0	α°					
				0	10	30	60	100	140	180
			0,025	1	0,96	0,9	0,80	0,69	0,59	0,5
			0,05	1	0,93	0,8	0,67	0,58	0,53	0,5
			0,1	1	0,8	0,55	0,41	0,41	0,44	0,5
			0,25	1	0,68	0,3	0,17	0,22	0,34	0,5
			0,6	1	0,45	0,18	0,13	0,21	0,33	0,5
			1	1	0,32	0,14	0,1	0,18	0,3	0,5

Продолжение табл. 14.11

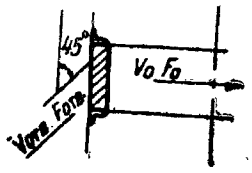
4 Вход в трубу с сеткой



$F_{отв}$ — живое сечение сетки

$F_{отв}/F_0$	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
ζ_0	4	2,65	1,97	1,58	1,32	1,14	1

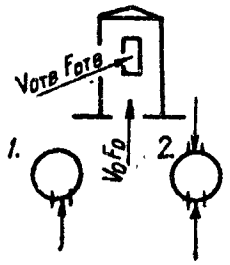
5 Вход через неподвижную жалюзийную решетку, установленную в прямом канале



$F_{отв}$ — живое сечение решетки; $F_р$ — площадь фронта решетки, равная F_0

$F_{отв}/F_р$	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
ζ_0	52,5	20,5	10,5	6	3,6	2,35	1,56	1,18	0,85

6 Вход боковой в воздуховоде через первое отверстие



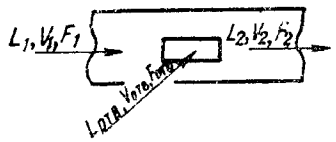
1. Одно отверстие

$F_{отв}/F_0$	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
ζ_0	64,5	30	14,9	9	6,27	4,54	3,54	2,7	2,28

2. Два отверстия одно против другого

$2F_{отв}/F_0$	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,4	1,8
ζ_0	17	12	8,75	6,85	5,5	4,54	3,84	2,01	1,1

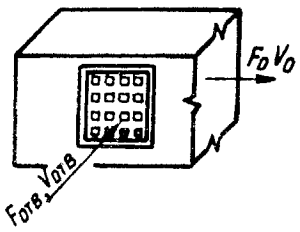
7 Вход боковой в воздуховоде через среднее отверстие



$\zeta_{отв}$ — относить к скорости $v_{отв}$, ζ_1 — к скорости в воздуховоде

$F_{отв}/F_1$	$L_{отв}/L_2$									
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
	$\zeta_{отв}$ на входе					ζ_1 на проходе				
0,1	0,8	1,3	1,4	1,4	1,4	0,1	—0,1	—0,8	—2,6	—6,6
0,2	—1,4	0,9	1,3	1,4	1,4	0,1	0,2	—0,01	—0,6	—2,1
0,4	—9,5	0,2	0,9	1,2	1,3	0,2	0,3	0,3	0,2	—0,2
0,6	—21,2	—2,5	0,3	1	1,2	0,2	0,3	0,4	0,4	0,3

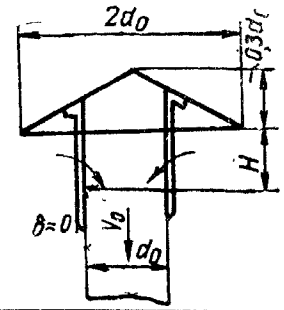
8 Вход через штампованный жалюзийный клапан



$F_{отв}$ — живое сечение клапана

$F_{отв}/F_0$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
ζ_0	111	24	8,8	4,1	2,2	1,3	0,8	0,5	0,4	0,3

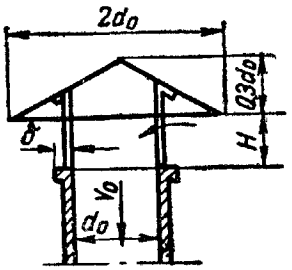
9 Приточная шахта с зонтом при острой входной кромке



H/d_0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	От 1 до ∞
ζ_0	2,63	1,83	1,53	1,39	1,31	1,19	1,15	1,08	1,07	1,05

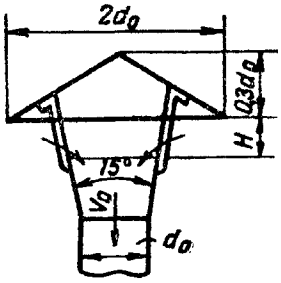
Продолжение табл. 14.11

10 Приточная шахта с зонтом при утолщенной входной кромке



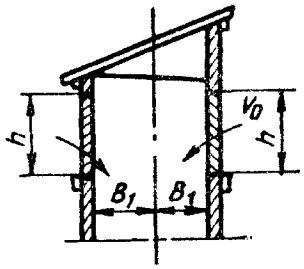
H/d_0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
ζ_0	2,13	1,3	0,95	0,84	0,75	0,7	0,65	0,63	0,6	0,6

11 Приточная шахта с диффузором и с зонтом



H/d_0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	От 1 до ∞
ζ_0	1,32	0,77	0,6	0,48	0,41	0,3	0,29	0,28	0,25	0,25

12 Приточная шахта с неподвижной жалюзийной решеткой



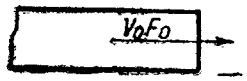
v_0 — скорость в живом сечении жалюзи; h — высота жалюзийной решетки; l — ширина жалюзийной решетки

Значения ζ_0

l/h	B_1/h						
	0,6	0,8	1	1,2	1,4	1,6	2
0,15	4	3,4	3	2,8	2,7	2,6	2,6
0,6	3,9	3,2	2,8	2,5	2,4	2,3	2,2
2,4	3,4	2,7	2,3	2,1	2	1,9	1,8

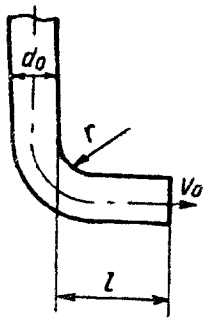
2. Выход

13 Выход свободный из трубы



$\zeta_0 = 1,1$

14 Выход свободный из трубы с отводом

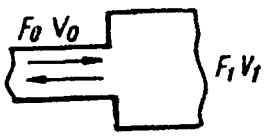


Значения ζ_0

r/d_0	l/d_0									
	0	0,5	1	1,5	2	3	4	6	8	12
0	2,95	3,13	3,23	3	2,72	2,4	2,24	2,1	2,05	2
0,2	2,15	2,15	2,08	1,84	1,7	1,6	1,56	1,52	1,49	1,48
0,5	1,8	1,54	1,43	1,36	1,32	1,26	1,22	1,19	1,19	1,19
1	1,46	1,19	1,11	1,09	1,09	1,09	1,09	1,09	1,09	1,09
2	1,19	1,1	1,06	1,04	1,04	1,04	1,04	1,04	1,04	1,04

Продолжение табл. 14.11

15 Выход из меньшего сечения в большее, и наоборот



При любых формах сечений ζ_0 относить к скорости в меньшем сечении v_0

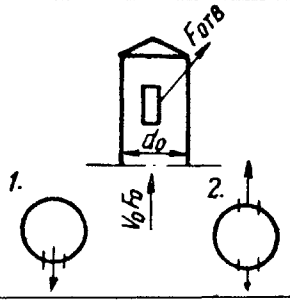
Внезапное расширение потока

F_0/F_1	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	1,0
ζ_0	1	0,81	0,64	0,5	0,36	0,25	0,16	0,09	0,04	0

Внезапное сужение потока

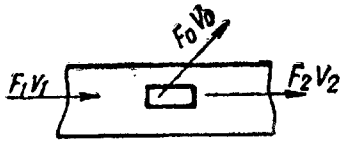
F_0/F_1	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	1
ζ_0	0,5	0,45	0,4	0,35	0,3	0,25	0,2	0,15	0,1	0

16 Боковой выход в воздуховоде через последнее отверстие



$F_{отв}/F_0$	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,2	1,4	1,5	1,8
1. Одно отверстие													
ζ_0	65,7	30	16,4	10	7,3	5,5	4,48	3,67	3,16	2,44	—	—	—
2. Два отверстия одно против другого													
ζ_0	67,7	33	17,2	11,6	8,45	6,8	5,86	5	4,38	3,47	2,9	2,52	2,25

17 Боковой выход в воздуховоде через среднее отверстие



ζ_0 относить к скорости в отверстии v_0; а ζ_1 — к скорости в воздуховоде v_1

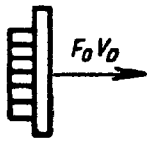
Выход

v_0/v_1	0,4	0,6	0,8	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2
ζ_0	1,8	1,7	1,7	1,8	1,9	2,1	2,3	2,6	3

Проход

v_2/v_1	0,4	0,5	0,6	0,8	1	—
ζ_0	0,06	0,01	—0,03	—0,06	—0,03	—

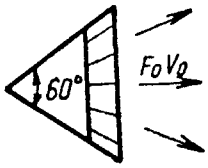
18 Воздухораздаточная регулирующая решетка ВНИИГС (серия ОВ-02-137, вып. IV)



ζ_0 относить к скорости в живом сечении решетки v_0

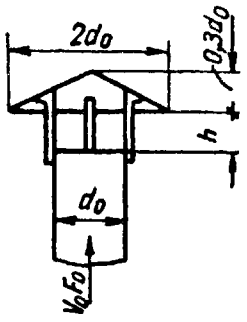
Тип решетки	А, АБ и АГ	АВ
ζ_0	2,2	3,3

19 Веерная решетка НИИСТ (серия 4.904-30)



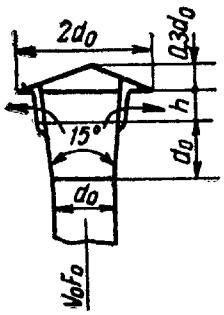
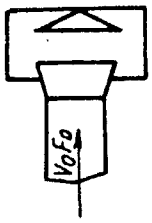
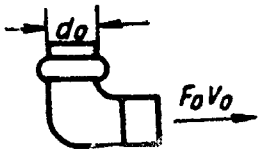
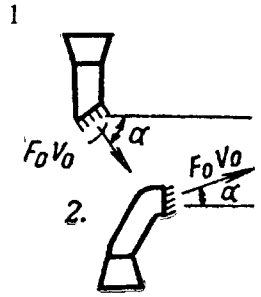
$\zeta_0 = 1{,}1$

20 Вытяжная шахта с зонтом

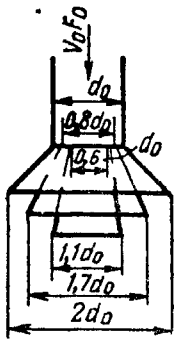


h/d_0	0,1	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,5	0,6	0,8	1
ζ_0	4	2,3	1,9	1,6	1,4	1,3	1,15	1,1	1	1

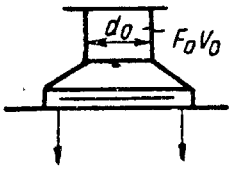
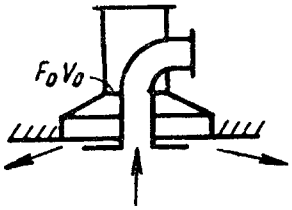
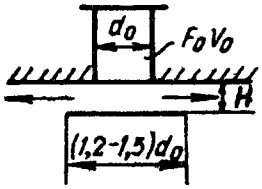
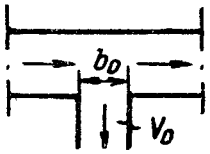
Продолжение табл. 14.11

21	Вытяжная шахта с диффузором и зонтом		h/d_0	0,1	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,5	0,6	0,8	1
			ζ_0	2,6	1,2	1	0,8	0,7	0,65	0,6	0,6	0,6	0,6
22	Круглый дефлектор ЦАГИ		$\zeta_0 = 0,64$										
	3. Выход через насадки												
23	Патрубок душирующий ЛИОТ (серия 4.904-22)		$\zeta_0 = 0,75$										
24	Патрубок душирующий инж. В. В. Батурина (серия 4.904—36)	 *1* — тип ДП1-ДП3; *2* — тип ДП4-ДП6											

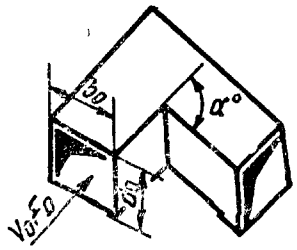
Тип	ДП1-ДП3			ДП4-ДП6	
$\alpha°$	30	45	60	0;+20	—20
ζ_0	5	3,2	2,4	3,2	2,8

25	Приточный насадок с тремя диффузорами		$\zeta_0 = 1,1$	

Продолжение табл. 14.11

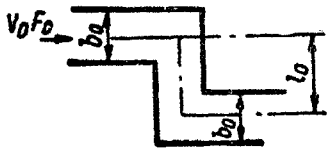
26	Патрубок поворотный ВНИИГС (серия 4.904-21, вып. I)		$\zeta_0=1,1$
27	Воздухораспределитель универсальный ВНИИГС потолочного типа (серия 4.904-21, вып. II)		При поджатом диске $\zeta_0=3$ При опущенном диске $\zeta_0=1,9$
28	Воздухораспределитель ВНИИГС пристенного типа (серия 4.904-21, вып. III)		$\zeta_0=6,8$
29	Воздухораспределитель комбинированный ВНИИГС потолочного типа (серия ОВ-02-137, вып. 5)		$\zeta_0=2$
30	Дисковый плафон МИСИ		<table><tr><td>H/d_0</td><td>0,2</td><td>0,3</td><td>0,4</td></tr><tr><td>ζ_0</td><td>4</td><td>2,3</td><td>1,9</td></tr></table>
31	Щелевой насадок		$\zeta_0=2$

4. Колена

32	Колена с острыми кромками на повороте		Для квадратного и круглого сечений <table><tr><td>$\alpha°$</td><td>0</td><td>20</td><td>30</td><td>45</td><td>60</td><td>75</td><td>90</td><td>110</td><td>130</td><td>150</td><td>180</td></tr><tr><td>ζ_0</td><td>0</td><td>0,13</td><td>0,16</td><td>0,32</td><td>0,56</td><td>0,81</td><td>1,2</td><td>1,9</td><td>2,6</td><td>3,2</td><td>3,6</td></tr></table>При прямоугольном сечении значение ζ_0 следует умножать на коэффициент C <table><tr><td>a_0/b_0</td><td>0,25</td><td>0,5</td><td>0,75</td><td>1</td><td>1,5</td><td>2</td><td>3</td><td>4</td><td>5</td><td>6</td><td>7</td><td>8</td></tr><tr><td>C</td><td>1,1</td><td>1,07</td><td>1,04</td><td>1</td><td>0,95</td><td>0,9</td><td>0,83</td><td>0,78</td><td>0,75</td><td>0,72</td><td>0,71</td><td>0,7</td></tr></table>

Продолжение табл. 14.11

33 Колено Z-образное



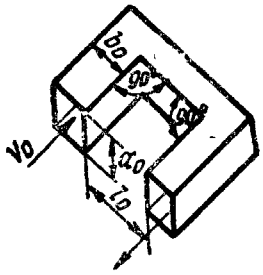
Для квадратного и круглого сечений

l_0/b_0	0	0,4	0,6	0,8	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2
ζ_0	0	0,62	0,9	1,61	2,63	3,61	4,01	4,18	4,22	4,18

l_0/b_0	2,4	2,8	3,2	4	5	6	7	9	10	∞
ζ_0	3,65	3,3	3,2	3,08	2,92	2,8	2,7	2,6	2,45	2,3

При прямоугольном сечении значение ζ_0 следует умножать на коэффициент C, принимаемый по п. 32

34 Колено П-образное квадратного и прямоугольного сечений с одинаковыми площадями входа и выхода



Для квадратного сечения

При $b_К/b_0=0,5$

l_0/b_0	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2	2,4
ζ_0	7,9	6,9	6,1	5,4	4,7	4,3	4,2	4,3	4,4	4,6	4,8	5,3

При $b_К/b_0=0,73$

l_0/b_0	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2	2,4
ζ_0	4,5	3,6	2,9	2,5	2,4	2,3	2,3	2,3	2,4	2,6	2,7	3,2

При $b_К/b_0=1$

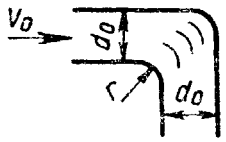
l_0/b_0	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2	2,4
ζ_0	3,6	2,5	1,8	1,4	1,3	1,2	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	2,3

При $b_К/b_0=2$

l_0/b_0	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2	2,4
ζ_0	3,9	2,4	1,5	1	0,8	0,7	0,7	0,6	0,6	0,6	0,6	0,7

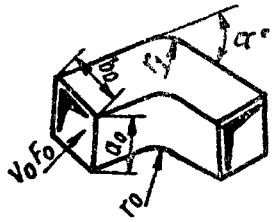
При прямоугольном сечении значение ζ_0 следует умножать на коэффициент C, принимаемый по п. 32.

35 Колено 90° с направляющими лопатками из листовой стали, выполняемыми по дуге



r/d_0	0	0,1	0,24	0,3
ζ_0	0,4	0,35	0,2	0,2

36 Колена с закругленными кромками на повороте



$r_0=r_1=r$

Для круглого и квадратного сечений

При $r/d_{эу}=0,05$

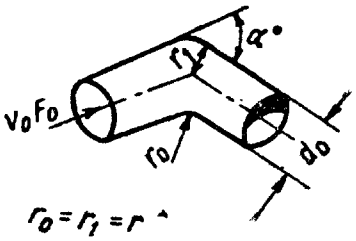
$\alpha°$	0	20	30	45	60	75	90	110	130	150	180
ζ_0	0	0,27	0,39	0,52	0,68	0,79	0,87	0,98	1,05	1,11	1,22

При $r/d_{эу}=0,1$

$\alpha°$	0	20	30	45	60	75	90	110	130	150	180
ζ_0	0	0,22	0,32	0,42	0,55	0,63	0,7	0,79	0,84	0,9	0,98

Продолжение табл. 14.11

Колена с закругленными кромками на повороте



При $r/d_{эv} = 0{,}2$

$\alpha°$	0	20	30	45	60	75	90	110	130	150	180
ζ_0	0	0,14	0,2	0,26	0,34	0,4	0,44	0,5	0,53	0,56	0,62

При $r/d_{эv} = 0{,}3$

$\alpha°$	0	20	30	45	60	75	90	110	130	150	180
ζ_0	0	0,1	0,14	0,19	0,24	0,28	0,31	0,35	0,37	0,39	0,43

При $r/d_{эv} = 0{,}4$

$\alpha°$	0	20	30	45	60	75	90	110	130	150	180
ζ_0	0	0,08	0,12	0,15	0,2	0,28	0,26	0,29	0,31	0,33	0,36

При $r/d_{эv} = 0{,}5$

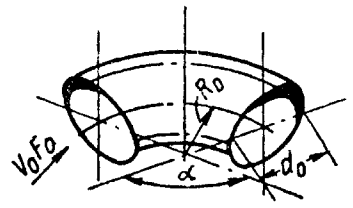
$\alpha°$	0	20	30	45	60	75	90	110	130	150	180
ζ_0	0	0,07	0,11	0,14	0,19	0,22	0,24	0,27	0,29	0,31	0,34

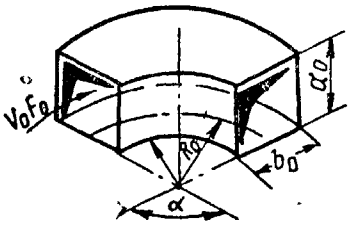
При прямоугольном сечении ζ_0 следует умножать на коэффициент C

a_0/b_0	0,25	0,5	0,75	1	1,5	2	3	4	5
C	1,3	1,17	1,09	1	0,9	0,85	0,86	0,9	0,95

5. Отводы

37 Отводы круглого сечения





Для круглого и квадратного сечений
При $R_0/d_{эv} = 1$

$\alpha°$	20	30	45	60	75	90	110	130	150	180
ζ_0	0,06	0,09	0,13	0,16	0,19	0,21	0,24	0,25	0,27	0,29

При $R_0/d_{эv} = 1{,}5$

$\alpha°$	20	30	45	60	75	90	110	130	150	180
ζ_0	0,05	0,08	0,1	0,13	0,15	0,17	0,19	0,2	0,22	0,24

При $R_0/d_{эv} = 2$

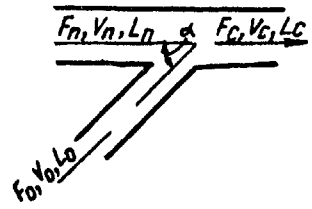
$\alpha°$	20	30	45	60	75	90	110	130	150	180
ζ_0	0,05	0,07	0,09	0,12	0,14	0,15	0,17	0,18	0,19	0,21

При прямоугольном сечении значения ζ_0 следует умножать на коэффициент C

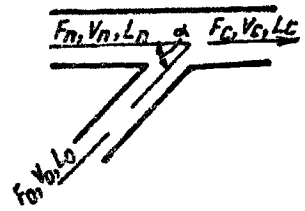
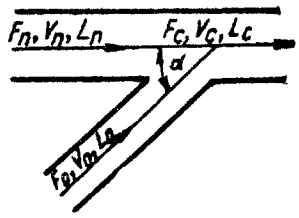
a_0/b_0	0,25	0,5	0,75	1	1,5	2	3	4	5
C	1,3	1,17	1,09	1	0,9	0,85	0,86	0,9	0,95

Продолжение табл. 14.11

6. Тройники и крестовины

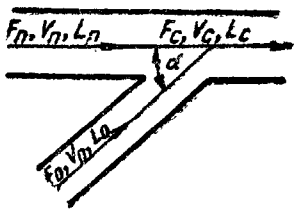
			$F_п/F_с$	$F_0/F_с$	$L_п/L_с$ 0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
					Значения $\zeta_п$ при $\alpha = 30°$								
38	Вытяжной тройник — проход	 $\zeta_п$ относить к $v_п$	0,2	0,6	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,2	0	— 0,5	— 4
				0,7	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	— 0,1	— 2,8
				0,8	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,3	— 2,3
			0,3	0,5	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	—0,2	—0,1	— 2,1	—15
				0,6	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,2	—0,1	— 1,4	—11
				0,7	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,2	0	— 1	— 8
				0,8	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,3	0,1	— 0,6	— 7
			0,4	0,5	0,2	0,2	0,2	0,2	0,1	0	— 0,9	— 4,6	—28
				0,6	0,2	0,2	0,2	0,2	0,1	0	— 0,6	— 3,2	—20
				0,7	0,2	0,2	0,2	0,2	0,1	0	— 0,4	— 2,4	—14
				0,8	0,2	0,2	0,2	0,2	0,1	0	— 0,4	— 2,4	—14
			0,5	0,3	0,2	0,2	0,2	0,1	—0,3	—1,3	— 5,4	—19	—100
				0,4	0,2	0,2	0,2	0,1	—0,1	—0,9	— 3,4	—13,6	— 75
				0,5	0,2	0,2	0,2	0,2	0	—0,5	— 2,1	— 8,1	— 46
				0,6	0,2	0,2	0,2	0,2	0,1	—0,1	— 1,1	— 4,7	— 30
				0,7	0,2	0,2	0,2	0,2	0,1	—0,1	— 0,9	— 4,1	— 24
				0,8	0,2	0,2	0,2	0,2	0	0	— 0,8	— 3,8	— 23
			0,6	0,2	0,2	0,2	0,2	0,1	—0,1	—0,1	—3	— 8	—26	—140
				0,3	0,2	0,2	0,2	0,2	0	—0,6	—2,1	— 6,8	—23	—125
				0,4	0,2	0,2	0,2	0,1	—0,2	—1,5	— 5	—17	— 96
				0,5	0,2	0,2	0,2	0,1	—0,1	—0,8	— 2,5	—10	— 57
				0,6	0,2	0,2	0,2	0,2	0,1	—0,2	— 1,2	— 6,3	— 40
				0,7	0,2	0,2	0,2	0,2	0,1	—0,1	— 1,2	— 5,4	— 36
				0,8	0,2	0,2	0,2	0,2	0,1	0	— 1	— 4,5	— 31
			0,7	0,2	0,2	0,2	0,2	0	—0,4	—1,5	—4	—12	—38	—200
				0,3	0,2	0,2	0,2	0,2	0	—0,6	—2,5	— 8	—28	—150
				0,4	0,2	0,2	0,2	0,1	—0,3	—1,9	— 7	—25	—140
				0,5	0,2	0,2	0,2	0,1	—0,2	—1,3	— 5	—16	— 91
				0,6	0,2	0,2	0,2	0,2	0,1	—0,3	— 1,6	— 7	— 49
			0,8	0,2	0,2	0,2	0,2	0	—0,5	—2	—5,6	—16	—52	—278
				0,3	0,2	0,2	0,2	0,1	—0,1	—1,1	—3,4	—10	—35	—192
				0,4	0,2	0,2	0,2	0,2	0	—0,7	—2,8	— 9	—30	—173
				0,5	0,2	0,2	0,2	0,2	0,1	—0,3	—1,8	— 6	—20	—115
				0,6	0,2	0,2	0,2	0,2	0,1	—0,4	— 2,3	—10	— 64
			0,9	0,2	0,2	0,2	0,2	0	—0,6	—2,8	—8,3	—23	—74	—387
				0,3	0,2	0,2	0,2	0,1	—0,2	—1,6	—5,3	—15	—48	—266
				0,4	0,2	0,2	0,2	0,2	0	—1	—3,5	—11	—36	—206
				0,5	0,2	0,2	0,2	0,2	0,1	—0,3	—2	— 7	—24	—137
				0,6	0,2	0,2	0,2	0,2	0,1	—0,4	— 2,3	—12	— 80
			1	0,2	0,2	0,2	—0,4	—1,8	—5,2	—13	—34	—105	—540
				0,3	0,2	0,2	0	—0,8	—3,2	—8,4	—23	— 71	—375
				0,4	0,2	0,2	0,1	—0,2	—1,6	—5	—14	— 47	—255
				0,5	0,2	0,2	0,2	0	—0,5	—2,2	— 8	— 26	—155
				0,6	0,2	0,2	0,2	0,2	0,1	—0,5	— 2,8	— 15	—100
					Значения $\zeta_п$ при $\alpha = 45°$								
			0,2	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,5	0,5	0,4	—0,1	— 3
				0,7	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,5	0,3	— 1,4
				0,8	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,5	0,4	— 0,4
			0,3	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,5	—0,3	— 6,3
				0,7	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,5	0	— 4,1
				0,8	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,5	0,2	— 2,3
			0,4	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,5	—0,8	—10,4
				0,7	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,5	—0,5	— 7,2
				0,8	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,5	—0,2	— 5,6

Продолжение табл. 14.11

			$F_п/F_с$	$F_о/F_с$	$L_о/L_с$								
					0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
					Значения $\zeta_п$ при α=45°								
38	Вытяжной тройник — проход	 $\zeta_п$ относить к $v_п$	0,5	0,5	0,4	0,4	0,5	0,6	0,5	0,4	—0,2	—3,4	—25
				0,6	0,4	0,5	0,5	0,6	0,6	0,5	0,1	—1,9	—16
				0,7	0,4	0,5	0,5	0,6	0,6	0,5	0,2	—1	—11,3
				0,8	0,4	0,5	0,5	0,6	0,6	0,5	0,4	—0,6	—7,5
			0,6	0,2	0,2	0,2	0,1	—0,1	—1	—3	—8	—26	—140
				0,3	0,2	0,2	0,2	0,2	—0,1	—1	—3,8	—14	— 79
				0,4	0,2	0,3	0,3	0,3	0,2	—0,2	—2	— 8	— 50
				0,5	0,2	0,3	0,4	0,4	0,3	0	—1,2	— 5,4	— 36
				0,6	0,2	0,3	0,4	0,4	0,4	0,1	—0,8	— 3,6	— 25
			0,7	0,2	0,2	0,2	0,1	—0,2	—1,3	—4	—12	—38	—200
				0,3	0,2	0,2	0,2	0,2	—0,1	—1,4	— 4,9	—18	—100
				0,4	0,2	0,3	0,3	0,3	0,1	—0,5	— 2,7	—10	— 61
				0,5	0,2	0,3	0,4	0,4	0,2	—0,1	— 1,6	— 8	— 47
				0,6	0,2	0,3	0,4	0,4	0,2	0	— 1,3	— 7	— 39
			0,8	0,2	0,2	0,2	0,1	—0,4	—1,6	—5,3	—16	—52	—278
				0,3	0,2	0,2	0,2	0,1	—0,3	—1,8	— 6,4	—23	—128
				0,4	0,2	0,3	0,3	0,3	0,1	—0,8	— 3,6	—13	— 77
				0,5	0,2	0,3	0,4	0,4	0,2	—0,5	— 2,9	—11	— 58
				0,6	0,2	0,3	0,4	0,4	0,2	—0,4	— 2,6	— 9	— 52
			0,9	0,2	0,2	0,2	0	—0,6	—2,4	—7,6	—21	—68	—350
				0,3	0,2	0,2	0,2	0	—0,7	—2,8	— 9	—30	—166
				0,4	0,2	0,3	0,3	0,2	0	—1	— 4,5	—16	— 97
				0,5	0,2	0,3	0,4	0,4	0,2	—0,5	— 3,2	—13	— 77
				0,6	0,2	0,3	0,4	0,4	0,2	—0,5	— 3,2	—12	— 69
			1	0,2	0,2	0,1	—0,1	—0,8	—3,6	—10	—27	—85	—445
				0,3	0,2	0,2	0,1	—0,1	—1,2	— 4,4	—13	—41	—225
				0,4	0,2	0,3	0,3	0,2	0	— 1,2	— 5,6	—20	—115
				0,5	0,2	0,3	0,4	0,4	0,2	— 0,5	— 3,3	—14	— 80
				0,6	0,2	0,3	0,4	0,4	0,2	— 0,5	— 3,2	—13	— 70
			$F_п/F_с$	$F_о/F_с$	$L_о/L_с$								
					0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
					Значения $\zeta_о$ при α=30°								
39	Вытяжной тройник — боковое ответвление	 $\zeta_о$ относить к $v_п$ Сопротивления тройников в ответвлениях даны с учетом полуотвода	0,2	0,6	—150	—27	— 8	—2,6	—0,6	0	0,2	0,4	0,4
				0,7	—210	—39	—12	—4	—1,2	—0,1	0,2	0,4	0,4
				0,8	—292	—54	—17	—5,4	—1,7	—0,1	0,2	0,4	0,4
			0,3	0,6	— 87	—15	—4	—1,2	—0,1	0,2	0,3	0,4	0,4
				0,7	—103	—18	—5	—1,4	—0,2	0,1	0,3	0,4	0,4
				0,8	—160	—29	—8	—2,4	—0,4	0,1	0,3	0,4	0,4
			0,4	0,6	— 65	—12	—3,2	—0,8	0	0,2	0,4	0,4	0,4
				0,7	— 76	—13	—3,3	—0,8	0	0,2	0,3	0,4	0,4
				0,8	—103	—17	—4,6	—0,8	0	0,2	0,3	0,4	0,4
			0,5	0,3	—11,7	—1	0,6	0,8	1	1	1	1	1
				0,4	—22,4	—2,4	0,5	0,8	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
				0,5	—38	—6,3	—1,2	0,2	0,5	0,7	0,7	0,7	0,7
				0,6	—52	—9	—2,5	—0,6	0	0,2	0,3	0,4	0,4
				0,7	—70	—12	—3	—0,8	0	0,2	0,3	0,4	0,4
				0,8	—77	—15	—4	—0,8	0	0,2	0,3	0,4	0,4
			0,6	0,2	— 4,2	—0,2	0,6	0,9	1	1	—	—	—
				0,3	—10,4	—0,8	0,6	0,9	1	1	1	1	1
				0,4	—18	—1,8	0,4	0,8	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
				0,5	—30	—6	—0,1	0,5	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7
				0,6	—45	—8,1	—2,3	—0,6	0	0,2	0,3	0,4	0,4
			0,7	0,2	— 3,8	—0,1	0,7	0,9	1	1	—	—	—
				0,3	— 9	—0,6	0,7	0,9	1	1	1	1	1
				0,4	—16	—1,2	0,6	0,8	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
				0,5	—25	—4,7	0	0,6	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7
				0,6	—40	—7,2	—2	—0,6	0	0,2	0,3	0,4	0,4
			0,8	0,2	—3,2	0,1	0,7	0,9	1	1	—	—	—
				0,3	—8	—0,4	0,7	0,9	1	1	1	1	1
				0,4	—14	—0,5	0,6	0,8	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9

Продолжение табл. 14.11

39 Вытяжной тройник — боковое ответвление

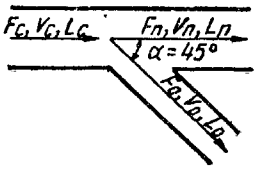


ζ_0 относить к v_0

Сопротивления тройников в ответвлениях даны с учетом полуотвода

$F_п/F_c$	F_0/F_c	L_0/L_c 0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
		Значения ζ_0 при α=30°								
0,8	0,5	—23	—3,5	0,1	0,6	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7
	0,6	—36	—6,8	—1,3	—0,4	0	0,2	0,3	0,4	0,4
0,9	0,2	— 2,5	0,2	0,8	1	1	1	—	—	—
	0,3	— 6,3	—0,1	0,8	1	1	1	1	1	1
	0,4	—12	—0,1	0,7	0,8	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
	0,5	—19	—2,5	0,2	0,6	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7
	0,6	—33	—5,9	—1,4	—0,2	0,1	0,2	0,3	0,4	0,4
1	0,2	— 2	0,3	0,9	1	1	1	—	—	—
	0,3	— 5,4	0,2	0,9	1	1	1	1	1	1
	0,4	—10	—0,4	0,7	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
	0,5	—15	—1,4	0,3	0,6	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7
	0,6	—30	—5	—1,1	—0,1	0,1	0,3	0,4	0,4	0,4
		Значения ζ_0 при α=45°								
0,2	0,6	—170	—30	— 9	—2,9	—0,8	0,1	0,4	0,5	0,5
	0,7	—238	—39	—11	—3,5	—0,9	—0,1	0,4	0,5	0,5
	0,8	—295	—51	—16	—5,6	—1,9	—0,4	0,2	0,4	0,4
0,3	0,6	—126	—23	— 6,6	—2	—0,4	0,3	0,5	0,5	0,5
	0,7	—171	—30	— 8,4	—2,5	—0,6	0,1	0,4	0,5	0,5
	0,8	—221	—40	—12	—3,8	—1,2	—0,1	0,3	0,4	0,4
0,4	0,6	— 94	—16	—4,4	—1,1	0	0,4	0,5	0,5	0,5
	0,7	—128	—22	—6	—1,5	—0,1	0,3	0,5	0,5	0,5
	0,8	—170	—30	—8	—2,4	—0,5	0,2	0,5	0,5	0,5
0,5	0,3	— 10	— 0,8	0,1	0,3	0,4	0,5	0,5	0,6	0,6
	0,4	— 20	— 2,8	0	0,3	0,4	0,5	0,5	0,5	0,5
	0,5	— 45	— 7,2	—1,5	0	0,4	0,5	0,5	0,5	0,5
	0,6	— 76	—13	—3,4	—0,8	0,1	0,4	0,5	0,5	0,5
	0,7	—106	—18	—4,9	—1,2	0	0,3	0,5	0,5	0,5
	0,8	—135	—22	—5,4	—1,5	0	0,3	0,5	0,5	0,5
0,6	0,2	— 3,6	0,3	0,8	1	1	1	—	—	—
	0,3	— 9	—0,8	0,1	0,3	0,4	0,5	0,5	0,6	0,6
	0,4	—17	—2	0	0,3	0,4	0,5	0,5	0,5	0,5
	0,5	—30	—5	—0,8	0,2	0,4	0,5	0,5	0,5	0,5
	0,6	—50	—8,1	—2	—0,3	0,2	0,5	0,5	0,5	0,5
	0,7	—70	—12	—2,7	—0,5	0,2	0,5	0,5	0,5	0,5
	0,8	—93	—14	—3,2	—0,6	0,2	0,5	0,5	0,5	0,5
0,7	0,2	— 2,8	0,4	0,8	1	1	1	—	—	—
	0,3	— 7,7	—0,8	0,1	0,3	0,4	0,5	0,5	0,6	0,6
	0,4	—14	—2	0	0,3	0,4	0,5	0,5	0,5	0,5
	0,5	—25	—3,8	—0,6	0,2	0,4	0,5	0,5	0,5	0,5
0,8	0,2	— 2,2	0,4	0,8	1	1	1	—	—	—
	0,3	— 6,3	—0,8	0,1	0,4	0,5	0,5	0,5	0,6	0,6
	0,4	—12	—1,6	0	0,4	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
	0,5	—19	—2,5	—0,1	0,4	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
0,9	0,2	— 1,6	0,5	0,8	1	1	1	—	—	—
	0,3	— 5	—0,5	0,3	0,5	0,6	0,7	0,7	0,8	0,8
	0,4	—10	—1,2	0,1	0,4	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
	0,5	—15	—1,9	0	0,4	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
1	0,2	— 1,2	0,5	0,8	1	1	1	—	—	—
	0,3	— 3,5	—0,1	0,5	0,7	0,8	0,9	0,9	0,9	1
	0,4	— 8	—0,6	0,4	0,6	0,7	0,7	0,7	0,7	0,6
	0,5	—13	—1,9	0	0,4	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5

40 Приточный тройник — проход

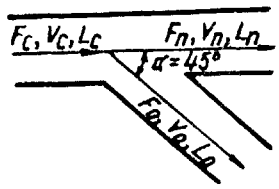


$\zeta_п$ относить к $v_п$

$F_п/F_c$	Значения $\zeta_п$ при $L_п/L_c$ 0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
0,2	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,2	0,2	0,4
0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,2	0,2	0,2	0,9
0,4	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,2	0,2	0,4	1,6
0,5	0,3	0,3	0,3	0,2	0,2	0,2	0,3	0,6	2,5
0,6	0,3	0,2	0,2	0,2	0,1	0,2	0,4	0,9	3,6
0,7	0,2	0,2	0,2	0,1	0,1	0	0,5	1,2	9,8
0,8	0,2	0,2	0,1	0,1	0	0	0,7	1,6	12,8
0,9	0,2	0,1	0,1	0	0	0	0,9	2	16,2
1	0,1	0,1	0	0	0	0	1,1	2,5	20

Продолжение табл. 14.11

41 Приточный тройник — боковое ответвление



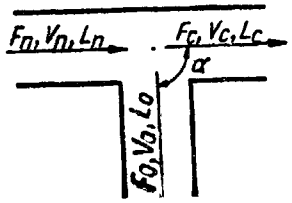
ζ_0 относить к v_0

Сопротивления тройников в ответвлениях даны с учетом полуотвода

Значения ζ_0

F_0/F_c	L_0/L_c 0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
0,2	2	0,6	0,5	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4
0,3	5,4	1,1	0,5	0,4	0,4	0,4	0,4	0,5	0,5
0,4	11,2	2	0,9	0,5	0,4	0,4	0,5	0,5	0,5
0,5	17,5	3,8	1,4	0,8	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
0,6	28,8	5,4	2	1,1	0,7	0,6	0,5	0,5	0,5
0,7	44	8,6	3,3	1,5	1	0,7	0,5	0,5	0,5
0,8	57,6	12,8	5	2,4	1,3	0,9	0,7	0,6	0,6

42 Тройник вытяжной $\alpha=90°$ — проход



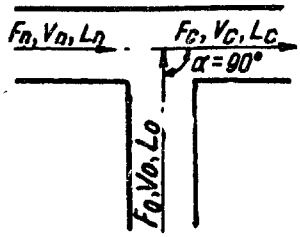
$F_0 + F_п > F_c$; $F_п = F_c$.

$\zeta_п$ относить к $v_п$

Значения $\zeta_п$

$F_0/F_п$	L_0/L_c 0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
0,1	0,2	0,5	0,9	1,5	2,5	4,4	8,4	20	82	
0,2	0,2	0,4	0,8	1,3	2,1	3,7	7,1	16,7	69	
0,4	0,2	0,4	0,6	1	1,6	2,8	5,2	12,3	51	
0,6	0,2	0,4	0,6	0,8	1,3	2,2	4,1	9,5	39	
0,8	0,3	0,4	0,5	0,7	1,1	1,8	3,3	7,6	31	
1	0,3	0,4	0,5	0,7	1	1,6	2,8	6,3	25	

43 Тройник вытяжной $\alpha=90°$ — боковое ответвление



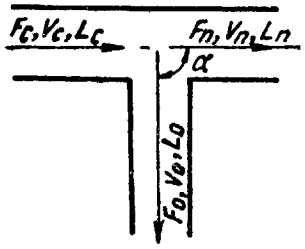
$F_0 + F_п > F_c$; $F_п = F_c$.

ζ_0 относить к v_0

Значения ζ_0

$F_0/F_п$	L_0/L_c 0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
0,1	0,3	0,9	1	1	1	1	1	1	1	1
0,2	— 1,7	0,6	1	1	1	1	1	1	1	1
0,4	— 9,4	—0,6	0,7	1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1
0,6	—21	—2,7	0,1	0,9	1,1	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
0,8	—37	—5,5	—0,7	0,6	1,1	1,2	1,3	1,3	1,2	1,2
1	—50	—8,8	—1,7	0,3	1	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3

44 Тройник приточный $\alpha=90°$ — проход



$\zeta_п$ относить к $v_п$

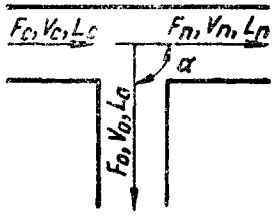
1. $F_0 + F_п > F_c$; $F_п = F_c$

$v_п/v_c$	0,4	0,5	0,6	0,8	1
$\zeta_п$	0,4	0	—0,1	—0,1	0

2. $F_0 + F_п = F_c$

$v_п/v_c$	0,4	0,5	0,6	0,8	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2
$\zeta_п$	4,4	2	0,8	0,1	0	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8

45 Тройник приточный $\alpha=90°$ — боковое ответвление



ζ_0 относить к v_0

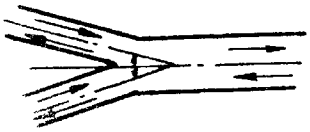
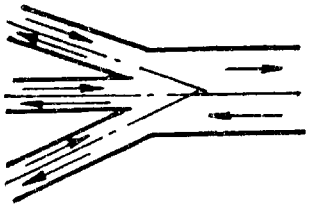
1. $F_0 + F_п > F_c$; $F_п = F_c$

v_0/v_c	0,4	0,6	0,8	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2	2,2	2,4	2,6
ζ_0	9,4	4,2	2,3	1,6	1,2	1	0,8	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7

2. $F_0 + F_п = F_c$

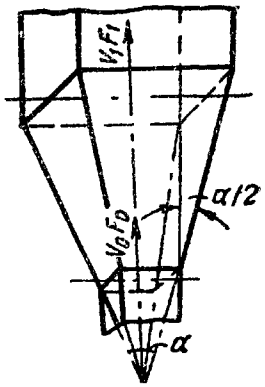
$$\zeta_0 = \frac{1}{(v_0/v_c)^2}$$

Продолжение табл. 14.11

46	Штанообразный тройник		Коэффициент сопротивления определяется как для бокового ответвления; при всасывании—по п. 39; при нагнетании—по п. 41
47	Крестовина		Коэффициент сопротивления определяется как для бокового ответвления: при всасывании — по п. 39: при нагнетании—по п. 41

7. Диффузоры и конфузоры

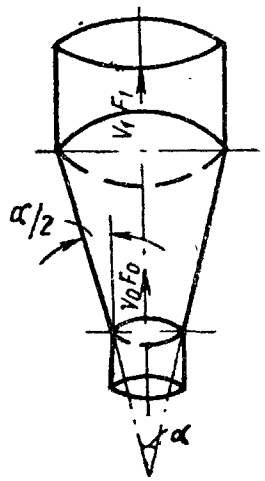
48 Диффузор прямоугольного сечения в сети



Значения ζ_0

F_0/F_1	α°									
	10	12	14	16	18	20	24	28	32	40
0,2	0,14	0,17	0,2	0,24	0,28	0,31	0,4	0,49	0,59	0,69
0,25	0,13	0,15	0,18	0,21	0,24	0,27	0,35	0,43	0,52	0,61
0,3	0,11	0,13	0,16	0,19	0,22	0,24	0,31	0,38	0,46	0,53
0,4	0,09	0,1	0,12	0,14	0,16	0,18	0,23	0,28	0,34	0,4
0,5	0,07	0,08	0,09	0,1	0,12	0,13	0,17	0,2	0,24	0,28
0,6	0,05	0,06	0,07	0,07	0,08	0,09	0,11	0,14	0,16	0,19

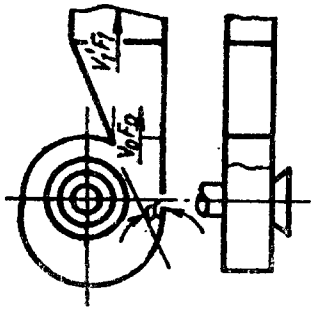
49 Диффузор конический в сети



Значения ζ_0

F_0/F_1	α°							
	10	12	14	16	20	24	30	40
0,2	0,12	0,14	0,17	0,19	0,25	0,32	0,43	0,61
0,25	0,1	0,12	0,15	0,17	0,22	0,28	0,37	0,49
0,3	0,09	0,11	0,13	0,15	0,2	0,25	0,33	0,42
0,4	0,08	0,09	0,1	0,12	0,15	0,19	0,25	0,35
0,5	0,06	0,07	0,08	0,09	0,11	0,14	0,18	0,25
0,6	0,05	0,05	0,06	0,07	0,08	0,1	0,12	0,17

50 Диффузор плоский несимметричный за центробежным вентилятором



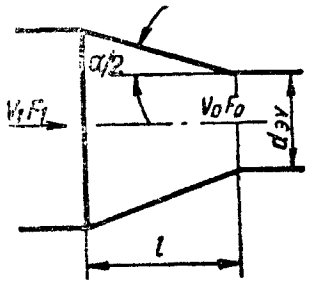
ζ_0 относить к скорости воздуха в выхлопном отверстии вентилятора v_0

Значения ζ_0

α°	F_1/F_0					
	1,5	2	2,5	3	3,5	4
10	0,08	0,09	0,1	0,1	0,11	0,11
15	0,1	0,11	0,12	0,13	0,14	0,15
20	0,12	0,14	0,15	0,16	0,17	0,18
25	0,15	0,18	0,21	0,23	0,25	0,25
30	0,18	0,25	0,3	0,33	0,35	0,35
35	0,21	0,31	0,38	0,41	0,43	0,44

Продолжение табл. 14.11

51 Прямолинейный конфузор

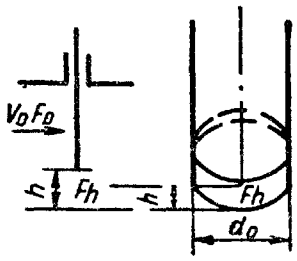


Значения ζ_0

$l/d_{эv}$	α°			
	10	20	30	40
0,1	0,41	0,34	0,27	0,24
0,15	0,39	0,29	0,22	0,18
0,6	0,29	0,2	0,15	0,13
Свыше 0,6	0,1			

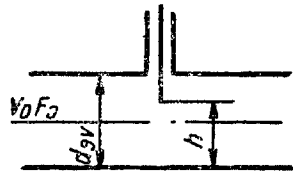
8. Клапаны и диафрагмы

52 Шибер в круглом и прямоугольном воздуховодах



Круглый воздуховод

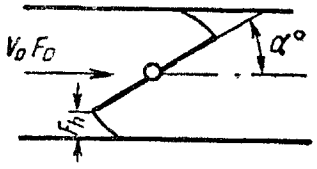
h/d_0	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
1. Круглый воздуховод											
Fh/F_0	0	—	0,25	0,38	0,5	0,61	0,71	0,81	0,9	0,96	1
ζ_0	∞	—	35	10	4,6	2,06	0,98	0,44	0,17	0,06	0



Прямоугольный воздуховод

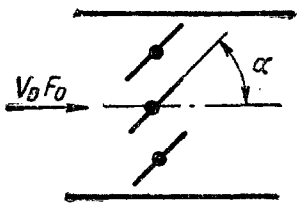
$h/d_{эv}$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
2. Прямоугольный воздуховод											
ζ_0	∞	193	44,5	17,8	8,12	4,02	2,08	0,95	0,39	0,09	0

53 Дроссель-клапан



α°	5	10	15	20	25	30	40	50	60	5	70	90
1. Круглый воздуховод												
ζ_0	0,24	0,52	0,9	1,54	2,51	3,91	10,8	32,6	118	256	751	∞
2. Прямоугольный воздуховод												
F_h/F_0	0,91	0,83	0,74	0,66	0,58	0,5	0,36	0,23	0,13	0,09	0,06	0
ζ_0	0,28	0,45	0,77	1,34	2,16	3,54	9,3	24,9	77,4	158	368	∞

54 Многостворчатый дроссель-клапан



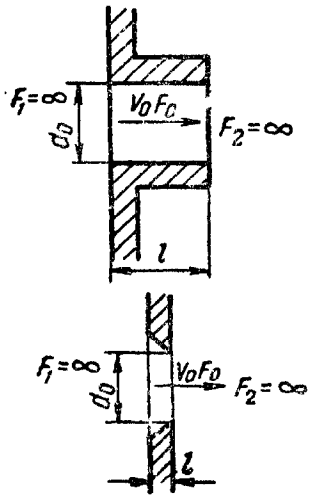
Значения ζ_0

n*	α°									
	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
1	0,04	0,3	1,1	2,5	8	20	60	200	1500	8000
2	0,07	0,4	1,1	2,5	5,5	12	30	90	160	7000
3	0,12	0,12	0,8	2	5	10	19	40	160	7000
4	0,13	0,25	0,8	2	4	8	15	30	110	6000
5	0,15	0,2	0,7	1,8	3,5	7	13	28	80	5000

*n — количество створок

Продолжение табл. 14.11

55 Перетекание через отверстие в стенке



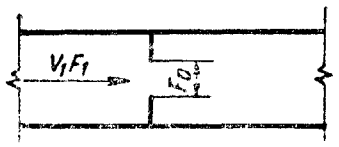
Отверстие с утолщенными краями

l/d_0	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2	4
ζ_0	2,85	2,72	2,6	2,34	1,95	1,76	1,68	1,63	1,61	1,59	1,56	1,56

Отверстие со срезанными краями

l/d_0	0	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,08	0,1	0,12	0,16	0,2
ζ_0	2,85	2,8	2,7	2,6	2,5	2,41	2,33	2,18	2,08	1,98	1,84	1,8

56 Диафрагма с острыми краями

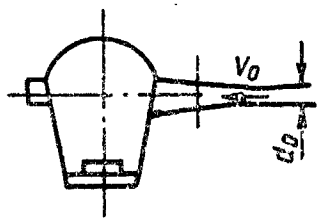


Диафрагма с острыми краями

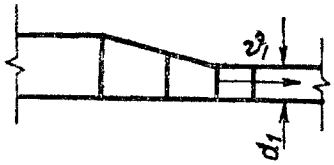
F_0/F_1	0,5	0,55	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85	0,9	0,95	1
ζ_0	4	2,85	2	1,41	0,97	0,65	0,42	0,25	0,13	0,05	0

9. Детали систем пневмотранспорта

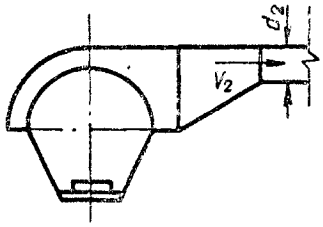
57 Горизонтальный коллектор



1. Вход в коллектор
$\zeta_0=1$

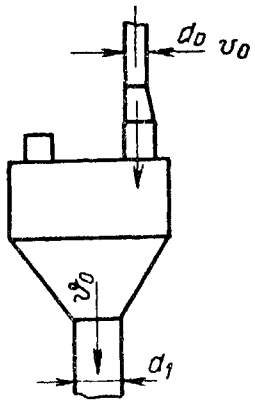
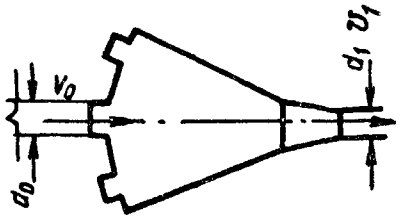
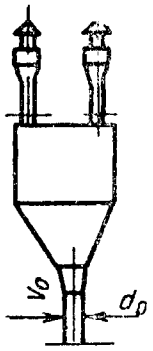


2. Выход из коллектора к вентилятору
$\zeta_1=0,5$



3. Отбор из коллектора
$\zeta_2=0,5$

Продолжение табл. 14.11

58	Барабанный коллектор		1. Вход в коллектор $\xi_0=0,8$ 2. Выход из коллектора $\xi_1=0,5$
59	Горизонтальный сборник		1. Вход в горизонтальный сборник $\xi_0=0,8$ 2. Выход из горизонтального сборника $\xi_1=0,5$
60	Бункер циклонов		Выход из бункера циклонов в воздуховод $\xi_y=0,5$

Примечание. Коэффициенты местных сопротивлений приемников для деревообрабатывающих станков приведены в табл. 12.1.

Пример расчета сети воздуховодов общего назначения приведен в табл. 14.12 и на рис. 14.1.

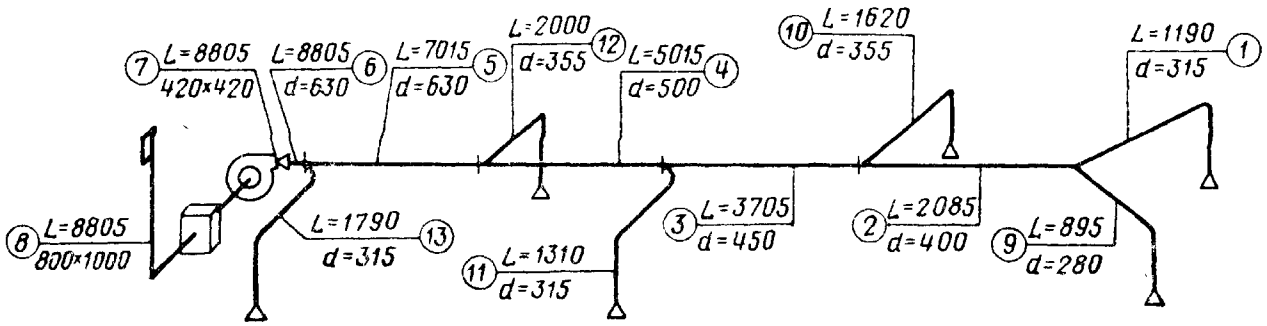


Рис. 14.1. Схема сети воздуховодов общего назначения (пример расчета)

1—13 — номера расчетных участков; *d* — диаметр воздуховода; *L* — количество воздуха, проходящего по воздуховоду

Таблица 14.12

Расчет сети воздуховодов общего назначения

Номер участка	Количество воздуха L		Длина l	Скорость воздуха v	Воздуховоды				Сопротивление трения на 1 пог. м R	Сопротивление трения на участке lR	Скоростное давление $\frac{v^2\gamma}{2g}$	Сумма коэффициентов местных сопротивлений $\Sigma\zeta$	Величина местного сопротивления Z	Сумма сопротивлений на участке $lR+Z$	Сумма сопротивления на участках от начала сети $\Sigma(lR+Z)$
					круглые d	прямоугольные									
						F	$a\times b$	$d_{эк}=\frac{2ab}{a+b}$							
	$м^3/ч$	$м^3/сек$	$м$	$м/сек$	$мм$	$м^2$	$мм$	$мм$	$кг/м^2$						$кг/м^2$
1	1190	—	5,5	4,2	315	—	—	—	0,068	0,37	1,08	1,90	2,05	2,42	2,42
2	2085	—	7	4,6	400	—	—	—	0,06	0,42	1,29	0,1	0,13	0,55	2,97
7	8805	2,44	—	14	—	0,176	420×420	420	—	—	12	0,13	1,56	1,56	7,42
8	8805	2,44	4	3,1	—	0,8	800×1000	890	0,011	0,04	0,59	3,86	2,28	2,32	9,74
															С запасом в 10% на неучтенные потери $H=1{,}1\cdot 9{,}74=11$ $кг/м^2$
9	895	—	8,5	4	280	—	—	—	0,072	0,61	1	1,9	1,9	2,51	2,51 Располагаемое давление для участка 9 равно 2,42 $кг/м^2$ Неувязка $\frac{2{,}51-2{,}42}{2{,}42}100=3{,}7\%$
11	1310	—	5	4,7	315	—	—	—	0,084	0,42	1,35	2,51	3,4	3,82	3,82 Располагаемое давление для участка 11 равно 3,95 $кг/м^2$ Неувязка $\frac{3{,}45-3{,}82}{3{,}95}100=3{,}3\%$
12	2000	—	4	5,6	355	—	—	—	0,1	0,4	1,92	1,9	3,63	4,03	4,03 Располагаемое давление для участка 12* равно 5,18 $кг/м^2$ Неувязка $\frac{5{,}18-4{,}03}{5{,}18}100=22\%$
13	1790	—	5	6,4	315	—	—	—	0,148	0,74	2,51	2	5	5,74	5,74 Располагаемое давление для участка 13 равно 5,77 $кг/м^2$ Неувязка $\frac{5{,}77-5{,}74}{5{,}77}100=0{,}5\%$

* Избыток давления на участке 12 гасится диафрагмой.

В. ВОЗДУХОВОДЫ СИСТЕМ АСПИРАЦИИ И ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ТРАНСПОРТА

В воздуховодах аспирационных систем и пневмотранспорта скорости воздуха должны быть больше скорости витания частиц транспортируемого материала и скорости трогания частиц, оседающих в горизонтальных воздуховодах при бездействии системы.

Скорости витания частиц определяются: для пылей по формуле (4.1); для древесных отходов по формуле (12.2).

Скорость трогания определяют по формуле д-ра техн. наук Л. С. Клячко:

$$v_{тр}=1{,}3\sqrt[3]{\gamma_м}\ м/сек, \qquad (14.5)$$

где $\gamma_м$ — объемный вес материала в $кг/м^3$.

Практические величины скоростей воздуха в зависимости от характера транспортируемых материалов приведены в табл. 14.13. В этой же таблице даны максимальные весовые концентрации транспортируемого материала μ $кг/кг$, т. е. отношение веса транспортируемого материала к весу воздуха.

Воздуховоды систем аспирации и пневмотранспорта следует рассчитывать так же, как для чистого воздуха, — из условия одновременной работы всех отсосов (за исключением периодически действующих напольных отсосов), но при подборе оборудования учитывать концентрацию транспортируемой смеси.

Следует тщательно увязывать потери давлений в отдельных ответвлениях сети, допуская неувязку не более 10%, так как регулировка задвижками или дросселями при аспирации и пневматическом транспорте исключается. В случае необходимости увязку производят за счет увеличения количества воздуха, удаляемого от того или иного отсоса.

Таблица 14.13

Некоторые практические значения расчетных величин для проектирования систем аспирации и пневматического транспорта

Материал	Удельный вес γ в *кг/м*³	Скорость движения воздуха в воздуховодах v в *м/сек*		Максимальная весовая концентрация смеси μ в *кг/кг*	Опытный коэффициент K
		вертикальных	горизонтальных		
Земляная и песочная пыль, оборотная (горелая) земля; формовочная земля*	2600	13	15	0,8	0,7
Земля и песок влажные	2800	15	18	—	—
Глина молотая*	2300	14	17	0,8	0,6
Шамот	2200	14	17	0,8	0,6
Пыль мелкая минеральная	—	12	14	—	—
Пыль от матерчатых полировальных кругов	—	10	12	—	—
Пыль угольная*	900—1000	14	15	1	1
Пыль тяжелая наждачная минеральная*	4000	15,5	19	—	—
Гипс, тонкомолотая известь	1250	10	11	—	—
Шерсть:					
замасленная	—	18	19	—	—
незамасленная	—	19	20	—	—
искусственная	—	17	20	—	—
мериносовая (замасленная и незамасленная)	—	14	15	0,1—0,2	—
лоскут	—	16	18	—	—
разрыхленная и крупные очесы	—	17	18	—	—
Лен:					
короткое волокно	—	16	18	—	—
льняная костра с отходами	—	16	18	—	—
сноны тресты	—	18	20	0,5	—
Хлопок-сырец, разрыхленный хлопок, крупные очесы хлопка	—	17	18	0,5	—
Опилки:					
чугунные*	7300	19	23	0,8	0,85
стальные*	7800	19	23	0,8	—
Шлак подмосковного угля с размером частиц 10—15 *мм*	1100—1600	20	22	1	0,5

Примечания: 1. Для материалов, отмеченных знаком *, при перемещении кусков размером до 20 *мм*, указанные в таблице скорости должны быть повышены на 25—30%.

2. Коэффициенты весовой концентрации смеси (μ) и опытные коэффициенты (K), не указанные в таблице, принимать по ведомственным нормативным документам.

3. Рекомендуемые расчетные данные для транспортирования древесных отходов см. в главе 12.

Сопротивление трению гибких металлических рукавов принимают в 2—2,5 раза больше, чем для стальных воздуховодов.

Рассчитывать воздуховоды следует по методу динамических давлений, основанному на условной замене потерь на трение эквивалентными им потерями на местные сопротивления $\zeta_{зам}$, выраженными в частях динамического давления по уравнению

$$\frac{\lambda l}{d} \cdot \frac{v^2\gamma}{2g} = \zeta_{зам} \frac{v^2\gamma}{2g} \; кГ/м^2, \qquad (14.6)$$

откуда

$$\zeta_{зам} = \frac{\lambda l}{d}.$$

Тогда сопротивление движению чистого воздуха на рассчитываемом участке воздуховода $H_{уч}$ включая местные сопротивления фасонных частей, будет равно:

$$H_{уч} = (\zeta_{зам} + \Sigma\zeta) \frac{v^2\gamma}{2g} \; кГ/м^2, \qquad (14.7)$$

где λ — коэффициент сопротивления трения;
d — диаметр воздуховода в *м*;
$\Sigma\zeta$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений на данном участке;
$\zeta_{зам}$ — количество скоростных давлений, расходуемое на трение на длине l;
$\frac{v^2\gamma}{2g}$ — скоростное (динамическое) давление (см. табл. 14.8);
v — скорость воздуха в *м/сек*;
g — ускорение силы тяжести в *м/сек*²;
γ — объемный вес воздуха в *кг/м*³.

Величины λ/d приведены в табл. 14.14.

Потери давления H на преодоление трения и местных сопротивлений при перемещении механических примесей:

$$H = 1{,}1\,\Sigma\,[H_{уч}\,(1 + K\mu)]\; кГ/м^2, \qquad (14.8)$$

где $\Sigma[H_{уч}(1+K\mu)]$ — сумма потерь давления на расчетных участках сети при перемещении воздуха с примесями;
K — опытный коэффициент, принимаемый по табл. 14.13;
μ — весовая концентрация транспортируемой смеси в *кг/кг*;
1,1 — коэффициент на неучтенные потери.

При расчете внутрицехового пневмотранспорта древесных отходов обычно принимают весовую концентрацию смеси в секции отбора воздуха универсального коллектора μ=0,05 *кг/кг*, в секции сброса отходов с транспортера универсального коллектора μ=0,15 *кг/кг* и в воздуховодах от сборников кустовых систем μ=0,1 *кг/кг*.

Таблица 14.14

Значения λ/d для расчета воздуховодов пневмотранспорта из листовой стали

d в *мм*	Значение λ/d при скорости воздуха v в *м/сек*							
	0,1—3	3,1—6	6,1—9	9,1—12	12,1—15	15,1—18	18,1—21	21,1—25
100	0,327	0,263	0,243	0,232	0,225	0,221	0,217	0,214
110	0,29	0,233	0,215	0,206	0,2	0,196	0,193	0,19
125	0,247	0,199	0,184	0,175	0,17	0,167	0,164	0,162
140	0,215	0,173	0,159	0,152	0,148	0,145	0,143	0,141
160	0,181	0,146	0,135	0,129	0,125	0,123	0,121	0,119
180	0,157	0,126	0,116	0,111	0,108	0,106	0,104	0,103
200	0,137	0,11	0,102	0,097	0,094	0,092	0,091	0,09
225	0,119	0,095	0,088	0,084	0,082	0,08	0,079	0,078
250	0,104	0,084	0,077	0,074	0,072	0,07	0,069	0,068
280	0,09	0,073	0,067	0,064	0,062	0,061	0,06	0,059
315	0,079	0,063	0,058	0,055	0,054	0,053	0,052	0,051
355	0,067	0,054	0,05	0,048	0,046	0,045	0,045	0,044
400	0,058	0,047	0,043	0,041	0,04	0,039	0,038	0,038
450	0,05	0,04	0,037	0,035	0,034	0,034	0,033	0,033
500	0,044	0,035	0,032	0,031	0,03	0,03	0,029	0,029
560	0,038	0,031	0,028	0,027	0,026	0,026	0,025	0,025
630	0,033	0,026	0,024	0,023	0,023	0,022	0,022	0,021
710	0,028	0,023	0,021	0,02	0,019	0,019	0,019	0,018
800	0,024	0,02	0,018	0,017	0,017	0,016	0,016	0,016
900	0,021	0,017	0,016	0,015	0,014	0,014	0,014	0,014
1000	0,018	0,015	0,014	0,013	0,013	0,012	0,012	0,012
1120	0,016	0,013	0,012	0,011	0,011	0,011	0,011	0,01
1250	0,014	0,011	0,01	0,01	0,01	0,009	0,009	0,009
1400	0,012	0,01	0,009	0,009	0,008	0,008	0,008	0,008
1600	0,01	0,008	0,008	0,007	0,007	0,007	0,007	0,007

Потери давления при подъеме транспортируемого материала на высоту h учитывают при $\mu \geq 0{,}2$ *кг/кг* по формуле

$$H_{под} = \gamma \mu h \ кГ/м^2, \qquad (14.9)$$

где γ — удельный вес чистого воздуха в *кг/м*³;
h — высота подъема материала в *м*;
μ — концентрация смеси в *кг/кг*.

Когда $\mu < 0{,}2$, потери давления при подъеме материала не учитывают.

Разрежение в сборном коллекторе, необходимое для отсоса от наиболее отдаленного станка, при предварительных расчетах следует определять по графику рис. 14.2.

Пример расчета универсальной системы пневматического транспорта древесных отходов по схеме на рис. 14.3 приведен в табл. 14.15.

Г. ВОЗДУХОВОДЫ СИСТЕМ, РАБОТАЮЩИХ С ЕСТЕСТВЕННЫМ ДВИЖЕНИЕМ ВОЗДУХА

Движение воздуха в каналах при естественной вентиляции осуществляется за счет гравитационного давления H, образующегося вследствие разности удельных весов наружного и внутреннего воздуха:

$$H = h(\gamma_{нар} - \gamma_{вн}) \ кГ/м^2, \qquad (14.10)$$

где h — высота воздушного столба в *м*;
$\gamma_{нар}$ — удельный вес наружного воздуха в *кг/м*³;
$\gamma_{вн}$ — удельный вес внутреннего воздуха в *кг/м*³.

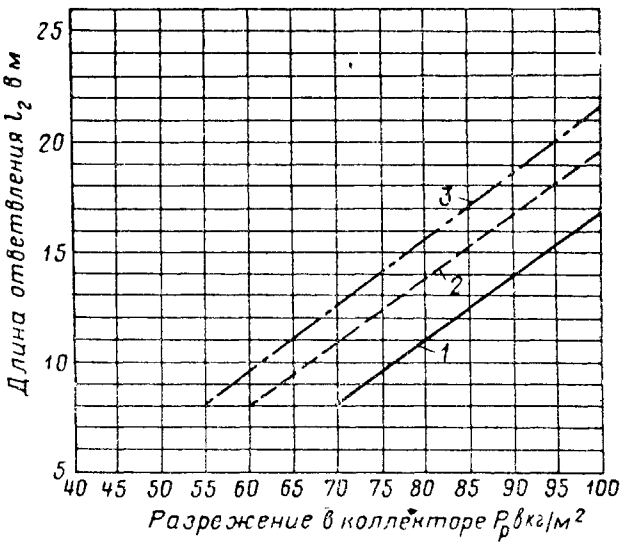


Рис. 14.2. График для приближенного определения отрицательного давления (разрежения) в сборных коллекторах, необходимого для обслуживания наиболее отдаленного станка

1 — для магистрального коллектора; *2* — для вертикального сборника; *3* — для горизонтального сборника

Таблица 14.15

Пример расчета воздуховодов универсальной системы пневмотранспорта по схеме на рис. 14.3

Номер станка	Номер участка	Станок или участок	Марка станка	Заданные величины: минимальная L в *м*³/*ч*	Заданные величины: минимальная v в *м/сек*	Заданные величины: l в *м*	Принимаемые величины: расчетная L в *м*³/*ч*	Принимаемые величины: расчетная v в *м/сек*	Принимаемые величины: d в *мм*	Принимаемые величины: $\frac{\lambda}{d}$ (табл. 14.14)	$\zeta_{зам} = \frac{\lambda}{d} l$	$\Sigma\zeta$	$\xi_{зам} + \Sigma\zeta$	$\frac{v^2\gamma}{2g}$	H, *кг/м*²	Подсчет величин местных сопротивлений
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
1	*1*	Напольный отсос	—	1100	18	6	1100	20	140	0,143	0,86	2,15	3,01	24,5	74	1+0,15+1=2,15
	2	Станок фуговальный	СФ6-2	1320	17	12	1320	18,2	160	0,121	1,45	2,25	3,7	20,83	75	0,8+0,15×3+1,0=2,25
	3	То же	СФ6-2	1320	17	9,5	1320	18,2	160	0,121	1,15	2,45	3,6	20,83	73	1+0,45+1=2,45
	4	»	СФ6-2	1320	17	9,5	1320	18,2	160	0,121	1,15	2,45	3,6	20,83	73	1+0,15×3+1=2,45
2	*5*	Станок строгальный четырехсторонний, верхняя ножевая головка	СК-15	1200	18	9,5	1380	19,1	160	0,121	1,15	2,15	3,3	22,3	74	1+0,15+1=2,15
12	*28*	Станок фрезерный с шипорезной кареткой	ВФК-1	960	17	5	1150	20,7	140	0,143	0,72	2,1	2,82	26,2	74	0,8+0,15×2+1=2,1
				Средняя потеря давления в ответвлении $H_{ср}$=74 *кГ/м*²												
—	*29*	Участок от секции сброса отходов с транспортера до тройника				45	16480	18,6	560	0,025	1,12	1,65	2,77	21,2	59	0,5+0,15×6+0,25=1,65
—	*30*	От тройника до циклона				2,5	8240	18,3	400	0,038	0,1	—	0,1	20,5	2	} 61
—	*31*	Участок от секции отбора воздуха до тройника				42	16480	18,6	560	0,025	1,05	1,5	2,55	21,2	54	0,5+0,15×5+0,25=1,5
—	*32*	От тройника до циклона				2,5	8240	18,3	400	0,038	0,1	—	0,1	20,5	2	} 56

Примечание. Общая потеря давления по системе № 1 $\Sigma H_{уч}$=74+61=135 *кГ/м*²; общая потеря давления по системе № 2 $\Sigma H_{уч}$=74+56=130 *кГ/м*².

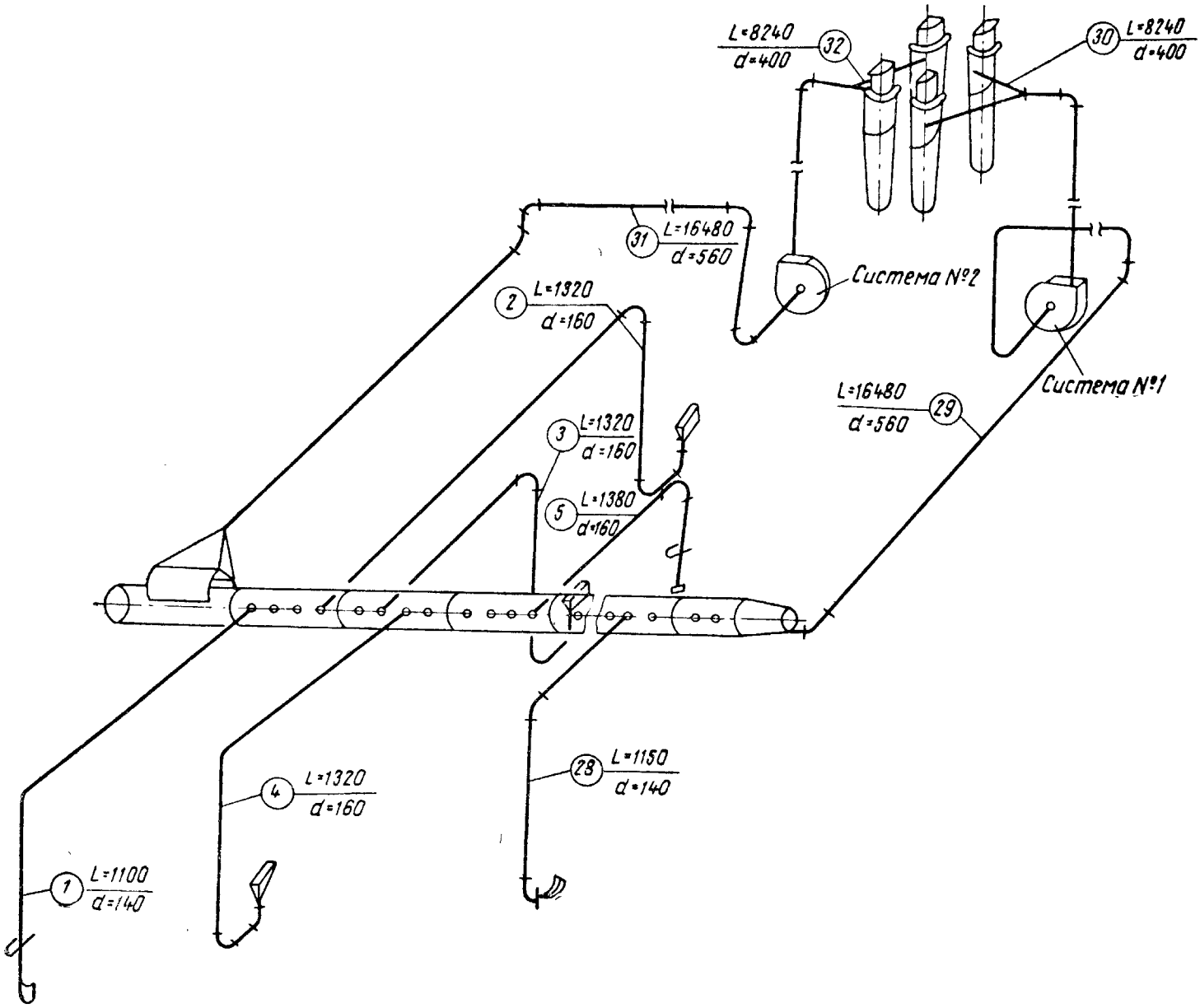


Рис. 14.3. Схема универсальной системы пневмотранспорта

1—5 . . . 28—32 — номера расчетных участков; *d* — диаметр воздуховода; *L* — количество воздуха, проходящего по воздуховоду

Высоту h измеряют для вытяжных воздуховодов: в помещении, имеющем только вытяжную вентиляцию — от середины вытяжного отверстия до устья вытяжной шахты, а в помещении, имеющем приточную вентиляцию, — от середины высоты помещения до устья вытяжной шахты.

Для приточных воздуховодов высоту h измеряют от середины приточной камеры до середины высоты помещения.

Величину $\gamma_{нар}$ следует принимать для температуры наружного воздуха $+5°C \ldots \gamma = 1{,}27$ *кг/м*³.

Для увеличения разрежения в вытяжных шахтах следует устанавливать дефлекторы.

Радиус действия систем с естественным движением воздуха в горизонтальном направлении обычно ограничивают 10 *м*.

14.2. ВОЗДУХОПРИЕМНИКИ И ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛИТЕЛИ

А. ВОЗДУХОПРИЕМНИКИ РАВНОМЕРНОГО ВСАСЫВАНИЯ

Равномерным считается всасывание воздуха, если оно происходит с постоянным приращением объема на единицу длины приемника. Наиболее распространены приемники равномерного всасывания, показанные на рис. 14.4.

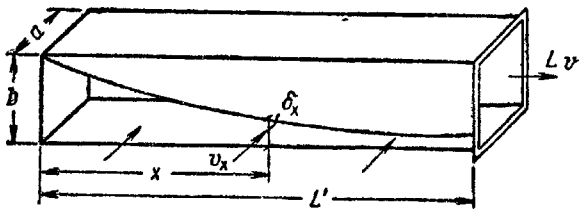


Рис. 14.4. Прямоугольный воздухоприемник постоянного поперечного сечения со щелью переменной высоты

Высота его щели δ_x и скорость воздуха в щели v_x на расстоянии x от заглушенного конца воздухоприемника соответственно равны.

$$\delta_x = \frac{1{,}22b}{\sqrt{1{,}5 + \left(\frac{x}{a}\right)^2 + \frac{\lambda_в x^3}{3a^2}}} \text{ м}; \qquad (14.11)$$

$$v_x = \frac{L}{L'\delta_x} \text{ м/сек}, \qquad (14.12)$$

где a — ширина воздухоприемника в *м*;
b — высота воздухоприемника в *м*;
L — количество удаляемого воздуха в *м*³/*сек*;
L' — длина воздухоприемника в *м*;
$\lambda_в$ — коэффициент трения принимается по табл. 14.16.

Таблица 14.16

Коэффициенты трения $\lambda_в$ в воздухоприемниках

Высота воздухоприемника в *м*	Ширина воздухоприемника *a* в *м*									
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
0,1	0,271	0,217	0,165	0,149	0,142	0,136	0,133	0,13	0,127	0,126
0,2	0,217	0,110	0,087	0,076	0,069	0,065	0,062	0,059	0,058	0,057
0,3	0,165	0,087	0,065	0,054	0,048	0,044	0,041	0,039	0,038	0,036
0,4	0,149	0,076	0,054	0,044	0,039	0,035	0,033	0,03	0,029	0,027
0,5	0,142	0,069	0,048	0,039	0,033	0,028	0,027	0,026	0,023	0,022
0,6	0,136	0,065	0,044	0,035	0,028	0,026	0,022	0,022	0,02	0,019
0,7	0,133	0,062	0,041	0,033	0,027	0,022	0,021	0,019	0,019	0,017
0,8	0,13	0,059	0,039	0,03	0,025	0,022	0,019	0,018	0,017	0,015
0,9	0,127	0,058	0,038	0,029	0,023	0,020	0,018	0,017	0,015	0,014
1	0,126	0,057	0,036	0,027	0,022	0,019	0,017	0,015	0,014	0,013
2	0,118	0,055	0,031	0,022	0,018	0,015	0,012	0,012	0,012	0,011
3	0,116	0,048	0,029	0,021	0,016	0,013	0,012	0,012	0,011	0,011

Примечание. Коэффициенты трения для различных размеров воздухоприемника определены по формуле $\lambda_в = \frac{0{,}013}{d_{эв}^{1{,}33}}$.

Высоту щели определяют через интервалы, обеспечивающие плавное изменение ее высоты.

Полное разрежение в конце воздухоприемника

$$H = 1{,}5 \frac{v_{x=L'}^2 \gamma}{2g} \text{ кГ м}^2, \qquad (14.13)$$

где $v_{x=L'}$ — скорость в щели при $x=L'$, т. е. в конце щели.

В формулах (14.11) и (14.13) коэффициент местного сопротивления щели принят равным 0,5.

Пример 14.1. Требуется удалить $L=2$ *м*³/*сек* воздуха через щель длиной $L'=2$ *м*. Ширина воздухоприемника $a=0{,}5$ *м* и высота $b=0{,}6$ *м*.

Решение. Высота щели и скорость всасывания на расстоянии 0,5 *м* от заглушенного конца при $\lambda_в=0{,}028$ (см. табл. 14.16) соответственно равны:

$$\delta_{x=0,5} = \frac{1{,}22 \cdot 0{,}6}{\sqrt{1{,}5 + \left(\frac{0{,}5}{0{,}5}\right)^2 + \frac{0{,}028 \cdot 0{,}5^3}{3 \cdot 0{,}5^2}}} = 0{,}47 \text{ м};$$

$$v_{x=0,5} = \frac{2}{2 \cdot 0{,}47} = 2{,}1 \text{ м/сек}.$$

Значения δ_x и v_x для других расстояний от конца воздухоприемника помещены в табл. 14.17.

Разрежение в конце воздухоприемника

$$H = 1{,}5 \frac{5{,}7^2 \cdot 1{,}2}{2 \cdot 9{,}81} = 3 \text{ кГ/м}^2.$$

Таблица 14.17

Величины δ_x и v_x для различных значений x

x, м	0	0,5	1	1,5	2
δ_x, м	0,6	0,47	0,31	0,225	0,175
v_x, м/сек	1,7	2,1	3,2	4,5	5,7

Б. ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛИТЕЛИ РАВНОМЕРНОЙ РАЗДАЧИ ВОЗДУХА

Воздухораспределители равномерной раздачи воздуха применяют при устройстве воздушных завес у ворот, бортовых сдувок у промышленных ванн, приточных воздуховодов и в других случаях.

При расчете воздухораспределителя с продольной щелью переменной высоты (рис. 14.5) должно быть соблюдено условие

$$L' \leqslant 3\frac{h_д}{R_н}, \qquad (14.14)$$

где L' — длина воздухораспределителя в м;
$h_д$ — динамическое давление в начале воздухораспределителя, принимается по табл. 14.8;
$R_н$ — удельная потеря давления на трение в кг/м² в начале воздуховода (определяется по табл. 14.8).

Конечная высота продольной щели

$$\delta_0 = \frac{L_н}{L' v_{расч}} м. \qquad (14.15)$$

Высота щели в любом другом сечении на расстоянии x от конца воздухораспределителя

$$\delta_x = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{\delta_0^2} - \left(\frac{\mu x}{F}\right)^2\left(1 - \frac{R_н x}{3h_д}\right)}} м. \qquad (14.16)$$

Скорость истечения на расстоянии x от конца воздухораспределителя

$$v_x = \frac{L_н}{L' \delta x} м/сек. \qquad (14.17)$$

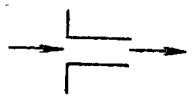
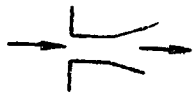
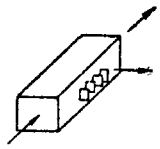
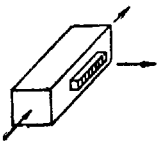
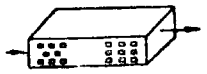
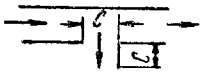
Необходимое полное давление в начале воздухораспределителя

$$H = \frac{v_{макс}^2 \gamma}{2g\mu^2} + \frac{1}{3} R_н L' кГ/м^2, \qquad (14.18)$$

где $L_н$ — расход воздуха в начале воздухораспределителя в м³/сек;
F — площадь поперечного сечения воздухораспределителя в м²;
μ — коэффициент расхода, численные значения которого даны в табл. 14.18;
x — расстояние от заглушенного конца до рассматриваемого сечения в м;
γ — удельный вес в кг/м³;
g — ускорение силы тяжести, равное 9,8 м/сек²;
$v_{макс} = v_{расч}$ — расчетная скорость истечения воздуха из щели в м/сек.

Таблица 14.18

Коэффициент расхода μ различных устройств для выхода воздуха

Устройство для выхода воздуха	Эскиз	μ
Поперечная щель или отверстие с острыми краями		0,65
Продольная щель с острыми краями		0,62
Щель или отверстие с отбортованными краями		0,81
Щель или отверстие с отбортованными и закругленными краями		0,95
Щель или отверстие с острыми краями и поперечными направляющими пластинками		0,56
Щель или отверстие с отбортованными краями и поперечными направляющими пластинками		0,7
Мелкие круглые или прямоугольные отверстия (перфорация)		0,625
Поперечная щель с козырьком		0,69
Щель или отверстие с острыми краями и внутренним экраном		0,48

Пример 14.2. Требуется раздать L=1,2 м³/сек воздуха через воздухораспределитель (рис. 14.5) при скорости истечения $v_{макс}$ не более 4 м/сек. Размеры воздухораспределителя: длина L'=5 м; ширина a=0,5 м; высота b=0,4 м.

Решение. Скорость в начале воздухораспределителя

$$v_н = \frac{1,2}{0,5 \cdot 0,4} = 6 м/сек.$$

Эквивалентный диаметр (14.3)

$$d_{э\,в} = \frac{2 \cdot 0,5 \cdot 0,4}{0,5 + 0,4} = 0,445 м.$$

Соответственно полученным значениям $v_н$ и $d_{эк}$ по табл. 14.8 находим динамическое давление $h_д$=2,2 *кГ/м²* и удельную потерю давления на трение $R_н$=0,084 *кг/м²*.

Высота щели в конце воздухораспределителя (14.15)

$$\delta_0 = \frac{1,2}{5 \cdot 4} = 0,06 \text{ м}.$$

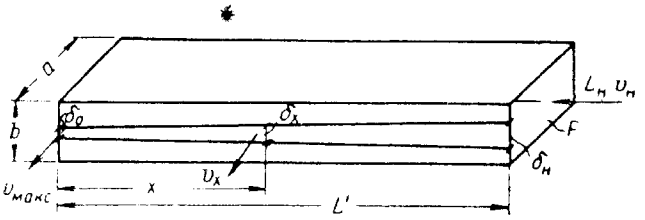


Рис. 14.5. Воздухораспределитель постоянного поперечного сечения с продольной щелью переменной высоты (тип 1)

Коэффициент расхода μ=0,56 по табл. 14.18.

Высота щели и скорость истечения на расстоянии 1 *м* от заглушенного конца по формулам (14.16) и (14.17).

$$\delta_1 = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{0,06^2} - \left(\frac{0,56 \cdot 1}{0,2}\right)^2 \left(1 - \frac{0,084 \cdot 1}{3 \cdot 2,2}\right)}} = 0,061 \text{ м};$$

$$v_1 = \frac{1,2}{5 \cdot 0,061} = 3,9 \text{ м/сек}.$$

Вычисленные аналогично значения δ_x и v_x для других расстояний от конца воздуховода с интервалом 1 *м* приведены в табл. 14.19.

Таблица 14.19

Величины δ_x и v_x для различных значений x

x, *м*	0	1	2	3	4	5
δ_x, *м*	0,06	0,061	0,064	0,069	0,092	0,102
v_x, *м/сек*	4	3,9	3,7	3,5	2,6	2,35

Необходимое полное давление в начале воздухораспределителя по формуле (14.18):

$$H = \frac{4^2 \cdot 1,2}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,56^2} + \frac{1}{3} 0,084 \cdot 5 = 3 \text{ кГ/м}^2.$$

Глава 15

КЛАПАНЫ ДЛЯ РЕГУЛИРОВАНИЯ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА, ВЕНТИЛЯЦИИ И ВОЗДУШНОГО ОТОПЛЕНИЯ

15.1. КЛАПАНЫ, РЕГУЛИРУЮЩИЕ РАСХОДЫ ВОДЫ, РАССОЛОВ И ПАРА

А. КОНСТРУКЦИЯ КЛАПАНОВ. ОСНОВНЫЕ ДАННЫЕ

Расходы воды, рассолов и пара регулируются проходными клапанами, изменяющими расход тепло- или хладоносителя, и трехходовыми клапанами, смешивающими потоки или отводящими часть потока регулируемой среды в обводный трубопровод. Клапаны снабжаются электрическими или пневматическими приводами.

Схемы клапанов, употребляющихся в санитарно-технических системах, и основные данные о них приведены в табл. 15.1.

Проходные клапаны с пневматическим приводом выпускаются:

а) типа ВЗ (воздух закрывает) — нормально открытые или «прямого действия», сокращающие расход регулируемой среды при повышении давления сжатого воздуха на мембрану;

б) типа ВО (воздух открывает) — нормально закрытые или «обратного действия», увеличивающие расход регулируемой среды при повышении давления сжатого воздуха на мембрану.

Трехходовые клапаны выпускаются с плунжерами, имеющими равновеликие или неравновеликие окна. Первые рассчитаны на одинаковое давление в подводящих трубопроводах, а вторые на большее давление в трубопроводе, присоединяемом к нижнему фланцу.

Клапаны, регулирующие теплоноситель — горячую воду, как правило, следует устанавливать на подающей линии.

Перед клапанами следует устанавливать фильтры-грязевики.

Участки сети (или сеть в целом), в начале и конце которых давление остается неизменным или колеблется в относительно малых пределах (±15%) при любом положении плунжера клапана, называются регулируемыми участками. Если давление в сети подвержено существенным колебаниям, то для успешного регулирования расхода на данном участке следует стабилизировать давление в начале и в конце участка дополнительными регуляторами.

Зависимость относительного хода плунжера $\bar{\alpha}$ от относительного расхода среды $\bar{g}$ ($\bar{\alpha}$ в долях полного хода и $\bar{g}$ в долях полного расхода) при постоянной разности давлений до и после клапана называется идеальной характеристикой клапана.

Величина отношения S оказывает существенное влияние на рабочую характеристику регулирования:

$$S = \frac{\Delta P}{\Delta P_у} = \frac{\Delta P}{\Delta P_с + \Delta P}, \qquad (15.1)$$

где ΔP — потери давления в открытом клапане в *кГ/см²* при максимальном расходе регулируемой среды;

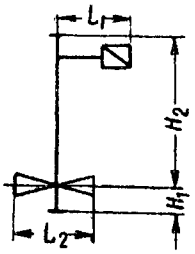
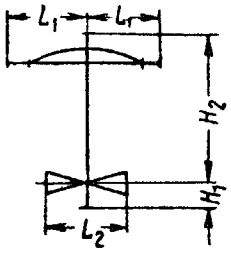
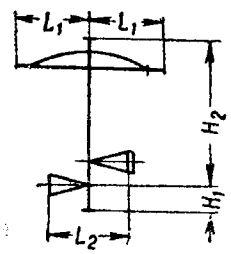
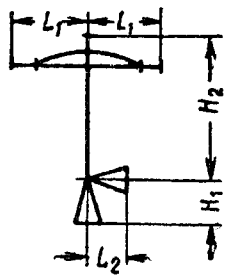
$\Delta P_у$ — потери давления на регулируемом участке после установки клапана, т. е. с учетом потерь давления в клапане, в *кГ/см²*;

$\Delta P_с$ — потери давления на регулируемом участке до установки клапана в *кГ/см²*.

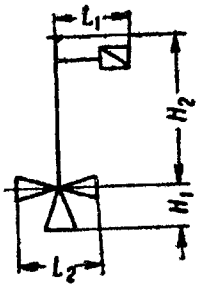
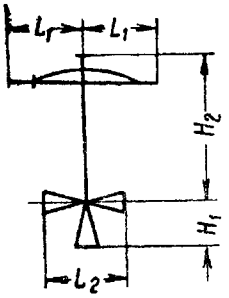
Рабочие характеристики регулирования клапанов, имеющих плунжеры с идеальными линейными, логарифмическими и параболическими характеристиками, при различных значениях S приведены на рис. 15.1, из которого видно, что по мере уменьшения величины S характеристики существенно отклоняются от идеальных, соответствующих значению S=1.

Таблица 15.1

Основные данные клапанов

Тип и характеристика	Эскизы	$D_у$ в *мм*	C в $м^3/ч$	Размеры в *мм*				Вес в *кг*
				H_1	H_2	L_1	L_2	
Проходной с электроприводом 25ч931нж, линейная		15	4	80	515	298	130	—
		20	6,3	104	510	298	150	25
		25	10	109	515	298	160	27
		40	25	141	600	298	230	—
		50	40	141	600	298	230	—
	Максимальные: давление среды $P_{макс}$=16 *кГ/см²*; температура $t_{макс}$=300° С	80	100	202	625	298	310	50,8
Проходной с пневмоприводом 25ч30нж — ВО, 25ч32нж — ВЗ, линейная и логарифмическая		15	4	80	505	130	130	19
		20	6,3	106	540	130	150	23
		25	10	111	545	130	160	23
		40	25	135	650	160	200	37
		50	40	145	660	160	230	37
		80	100	202	795	200	310	52
		100	160	260	890	240	350	112
		150	400	245	960	240	480	167
	Максимальные: давление среды $P_{макс}$=16 *кГ/см²*; температура $t_{макс}$=300° С	200	630	343	1340	300	600	290
		250	1000	395	1365	300	730	450
		300	1600	475	1420	300	850	660
Проходной с пневмоприводом ПСК-64 — ВО и ВЗ, линейная		6	0,1 0,16 0,25 0,4	15	415	120	70	—
		15	0,64 1,0	17,5	420	120	80	—
	Максимальные: давление среды $P_{макс}$=64 *кГ/см²*; температура $t_{макс}$=200° С	25	1,6 2,5	22,5	425	120	100	—
Проходной угловой с пневмоприводом УСК-64, линейная		6	0,1 0,16 0,25 0,4	45	355	120	45	—
		15	0,64 1,0	50	355	120	50	—
	Максимальные: давление среды $P_{макс}$=64 *кГ/см²*; температура $t_{макс}$=200° С	25	1,6 2,5	55	355	120	55	

Продолжение табл. 15.1

Тип и характеристика	Эскизы	$D_у$ в *мм*	C в $м^3/ч$	Размеры в *мм*				Вес в *кг*
				H_1	H_2	L_1	L_2	
Трехходовой смесительный с электроприводом 27ч905нж: I—III — с равновеликими окнами, IV — с неравновеликими окнами	 Максимальные: давление среды $P_{макс}$=6 *кГ/см²*; температура $t_{макс}$=150° С	50—I	56,8					
		50—II	44					
		50—III	23,6	169	555	298	230	45
		50—IV	14,7/35,4*					
		80—I	119					
		80—II	71	196	597	298	310	61,6
		80—III	33,7					
		80—IV	42/102*					
		100—I	171					
		100—II	106,5	215	612	298	350	90
		100—III	40,5					
		100—IV	68,5/166,5*					
Трехходовой смесительный с пневмоприводом 27ч5нж: I—III — с равновеликими окнами, IV — с неравновеликими окнами	 Максимальные: давление среды $P_{макс}$=6 *кГ/см²*; температура $t_{макс}$=150° С	50—I	41					
		50—II	32					
		50—III	19	170	480	115	230	39
		50—IV	14,5/35*					
		80—I	101					
		80—II	60	196	580	148	310	69
		80—III	27					
		80—IV	38/75*					
		100—I	151					
		100—II	91	216	592	148	350	92
		100—III	33					
		100—IV	68/165*					

* Соответственно для нижнего и верхнего проходов в плунжере.

При выборе клапанов для жидкостей и пара удовлетворительный результат регулирования может быть получен, если потеря давления при проходе через клапан

$$\Delta P \geqslant \Delta P_с \; кГ/см^2 \text{ или } S = \frac{\Delta P}{\Delta P_у} \geqslant 0{,}5. \quad (15.2)$$

Б. РАСЧЕТ КЛАПАНОВ ДЛЯ РЕГУЛИРОВАНИЯ РАСХОДА ВОДЫ И РАССОЛОВ

Для определения размеров проходного клапана или размеров каждого из проходов трехходового клапана, регулирующих расход жидкости, следует привести заданный максимальный расход к условному, численно равному расходу несжимаемой жидкости с удельным весом 1000 *кг/м³* при потере давления в клапане 1 *кГ/см²*:

$$C_1 = \frac{g}{31{,}6\,\psi\sqrt{\Delta P \gamma}} \; м^3/ч, \quad (15.3)$$

где g — заданное максимальное количество жидкости, проходящей через открытый клапан, в *кг/ч*;
ΔP — разность давлений в *кГ/см²*, которая может быть использована для прохода через открытый клапан;
γ — удельный вес жидкости перед клапаном в *кГ/м³*;
ψ — коэффициент, учитывающий вязкость жидкости.

В начале расчета следует задаться величиной $\psi = 1$, а затем по табл. 15.1 предварительно выбрать клапан, имеющий

$$C \geqslant 1{,}1\, C_1 \; м^3/ч,$$

затем найти действительную величину ψ, уточнить величины C_1 и C и по последней сделать окончательный выбор клапана.

При расчетном расходе среды выбранный клапан должен быть открыт не менее чем на 50% полного хода плунжера, что можно определить по графикам на рис. 15.1 с учетом отношения C_1/C.

Для воды и слабых растворов хлористого натрия и хлористого кальция величина ψ обычно близка к 1, но отклоняется от нее в клапанах малых диаметров при пропуске крепких и вязких растворов.

На рис. 15.2 приведен график для определения величины:

$$\psi = \varphi(\lg \mathrm{Re}, \lg \xi),$$

где $\lg \mathrm{Re}$ — логарифм числа Рейнольдса:

$$\lg \mathrm{Re} = \lg \left[\frac{g}{D_у \mu}\right] - 1{,}44. \quad (15.4)$$

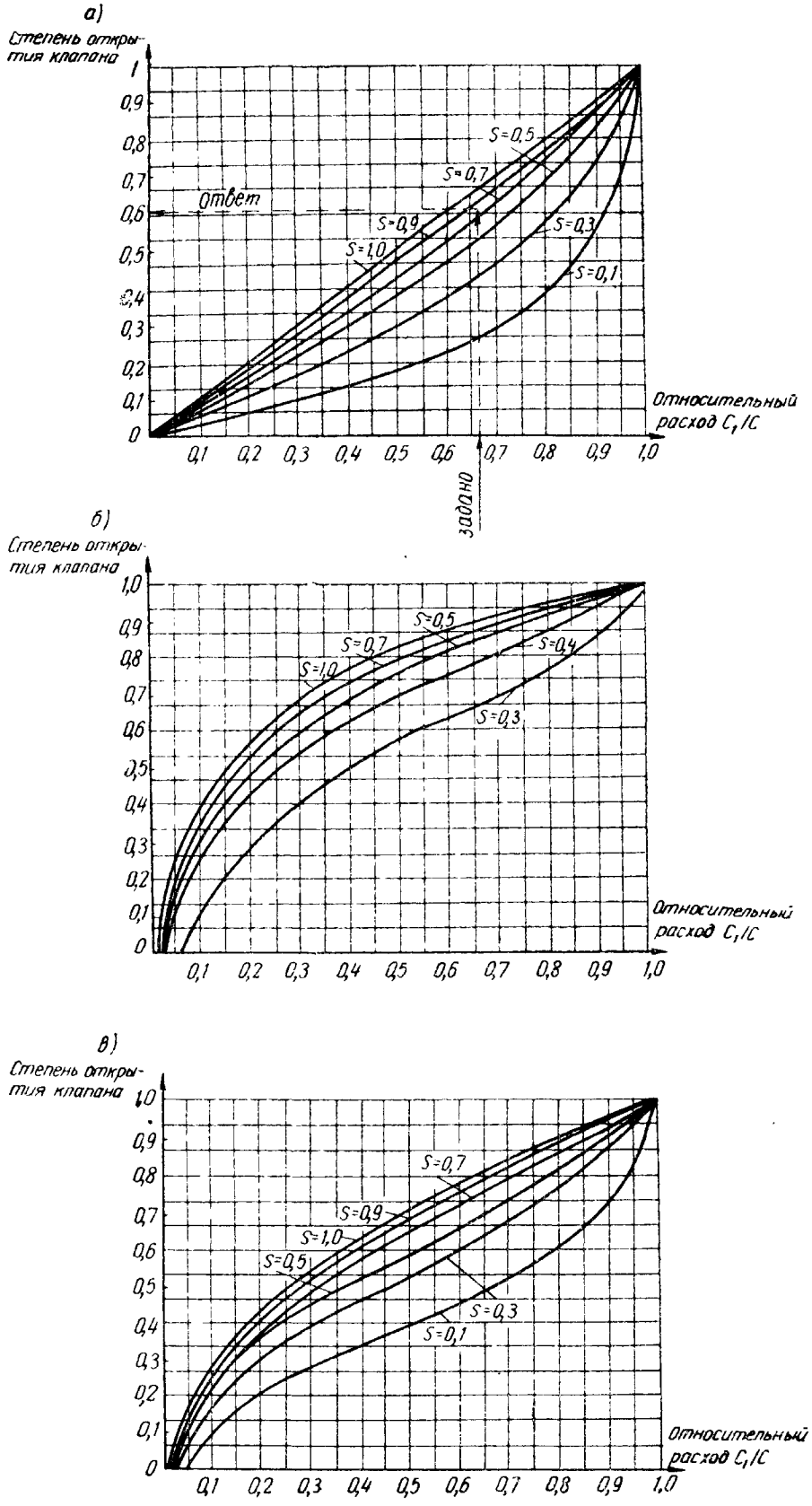


Рис. 15.1. Рабочие и идеальные характеристики плунжеров

S — часть потерь давления, приходящаяся на клапан
а — линейные плунжеры; *б* — логарифмические; *в* — параболические

Если $\lg Re \geqslant 3{,}5$, то $\psi = 1$, а если $\lg Re < 3{,}5$, то для определения ψ следует найти величину $\lg \xi$ по формуле

$$\lg \xi = 1{,}405 + 2 \lg \frac{F_y}{C}, \qquad (15.5)$$

где D_y — диаметр условного прохода входного сечения корпуса клапана в *мм*;

μ — динамическая вязкость жидкости, проходящей через клапан, в *кг сек/м²*, для рассолов принимается по табл. 7.25 и 7.26 и для воды — по графику рис. 15.4;

F_y — площадь условного прохода клапана в *см²*, вычисляется по D_y в табл. 15.1;

C — условная пропускная способность в *м³/ч* предварительно выбранного клапана по табл. 15.1.

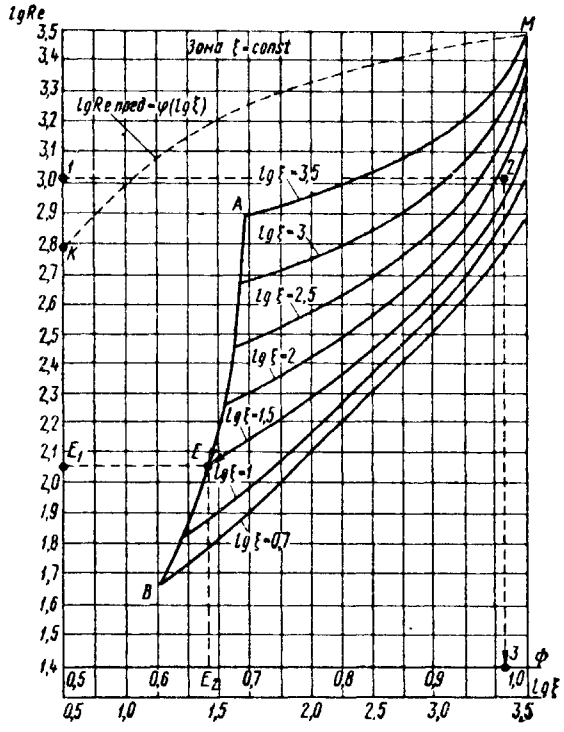


Рис. 15.2. График для определения поправочного коэффициента ψ, для учета вязкости жидкости

Затем на координатах графика (рис. 15.2) следует восстановить перпендикуляры из соответствующих значений $\lg \xi$ и $\lg Re$ и найти точку их пересечения. Если найденная точка лежит выше пунктирной кривой KM, то коэффициент $\psi = 1$. Если пересечение лежит ниже пунктирной кривой, то поправочный коэффициент $\psi < 1$. Для определения величины ψ на оси ординат следует вновь отложить величину $\lg Re$ и провести прямую, параллельную оси абсцисс, до пересечения с кривой $\lg \xi$ и, опустив перпендикуляр на ось абсцисс, найти величину ψ. Подставив ψ в формулу (15.3), следует определить новое значение величины C_1 и затем C.

Если выбранный вначале клапан не удовлетворяет новому значению величины C, то его заменяют клапаном следующего размера и проводят аналогичную проверку вторично. Обычно вторая проверка подтверждает правильность повторного выбора.

Для малых значений $\lg Re$, когда горизонталь на рис. 15.2 не пересекает кривых $\lg \xi$, величина ψ определяется в два приема. Сначала находят точку пересечения кривой AB с кривой, соответствующей заданному значению $\lg \xi$, например точку E, для которой на ординате (точка E_1) находят величину $\lg Re_{E_1}$ и на абсциссе (точка E_2) величину ψ_{E_2}. Затем, потенцируя $\lg Re_{E_1}$, определяют Re_{E_1} и вычисляют искомую величину:

$$\psi = \psi_{E_2} \sqrt{\frac{Re}{Re_{E_1}}}. \qquad (15.6)$$

Величина Re определяется из формулы (15.4). Для каждого прохода трехходового клапана ψ рассчитывается как для отдельного проходного клапана.

В. РАСЧЕТ КЛАПАНОВ ДЛЯ РЕГУЛИРОВАНИЯ РАСХОДОВ ПАРА

При определении размеров проходного клапана для регулирования расхода пара необходимо установить потерю давления в клапане ΔP и отношение ее к начальному давлению P_1 *кГ/см²* $\frac{\Delta P}{P_1}$.

Если потеря давления в клапане

$$\Delta P \geqslant 0{,}51\, P_1 = \Delta P_{кр} \ кГ/см^2, \qquad (15.7)$$

то скорость пара в клапане достигает предельной критической величины и расчет ведется по формуле

$$C_2 = \frac{g}{23{,}4 \sqrt{\Delta P_{кр} \gamma}}, \qquad (15.8)$$

где g — максимальное количество пара, проходящее через клапан, в *кГ/ч*;

$\Delta P_{кр}$ — максимальная (критическая) потеря давления при проходе максимального количества пара через открытый клапан в *кГ/см²*;

γ — удельный вес пара в *кг/м³*.

Клапан выбирается по табл. 15.1 так, чтобы величина $C \geqslant 1{,}1\, C_2$; при расчетном расходе пара клапан должен быть открыт не менее чем на 50% полного хода плунжера.

При потере давления в клапане

$$\Delta P < 0{,}51\, P_1 \qquad (15.9)$$

скорость пара в клапане становится меньше критической и расчет ведется по формуле

$$C_3 = \frac{g}{31{,}6\, \Sigma \sqrt{\Delta P \gamma}}, \qquad (15.10)$$

где g и γ — как для формулы (15.8);

Σ — поправочный коэффициент;

$$\Sigma = 1 - 0{,}51 \frac{\Delta P}{P_1}, \qquad (15.11)$$

где ΔP — потеря давления в клапане в *кГ/см²*;

P_1 — начальное давление пара перед клапаном в *кГ/см²*.

Клапан выбирается по табл. 15.1, причем величина C должна удовлетворять условиям $C \geqslant 1{,}1 C_3$; при расчетном расходе пара клапан должен быть открыт не менее чем на 50% полного хода плунжера.

Г. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА КЛАПАНОВ, РЕГУЛИРУЮЩИХ РАСХОДЫ ВОДЫ И ПАРА

Пример 15.1. Выбрать клапаны для регулирования расхода воды, поступающей в калориферы, присоединенные к сети по схеме на рис. 15.3. Температура воды в обратной линии 70° С, расход воды 20 400 *кг/ч*.

Разность давлений в начале и конце регулируемого участка $\Delta P_у = 2$ *кГ/см²*, а потери давления в трубопроводе и калориферах до установки клапана равны $\Delta P_с = 0{,}424$ *кГ/см²*.

Решение: 1. Давление, которое может быть затрачено на проход через клапан:

$$\Delta P = 2 - 0{,}424 = 1{,}576 \text{ кГ/см}^2.$$

2. По формуле (15.1):

$$S = \frac{1{,}576}{2} = 0{,}788 > 0{,}5,$$

т. е. лежит в рекомендуемых пределах (15.2).

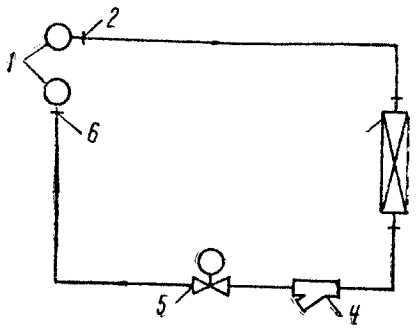


Рис. 15.3. Границы регулируемого участка

1 — магистрали (давление постоянно при любом положении плунжера у клапана *5*); *2* — начало регулируемого участка; *3* — калориферы; *4* — фильтр-грязевик; *5* — регулирующий клапан; *6* — конец регулируемого участка

3. По формуле (15.3) определяем предварительную условную пропускную способность регулирующего клапана, принимая $\psi = 1$, и по рис. 15.4 — удельный вес воды 977 *кг/м³*, при 70° С.

$$C_1 = \frac{20\,400}{31{,}6\sqrt{1{,}576 \cdot 977}} = 16{,}45 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

4. По табл. 15.1 предварительно выбираем клапан 25ч981нж с линейной характеристикой плунжера, имеющий $D_у = 40$ *мм*; $C = 25 > 1{,}1 \cdot 16{,}45 = 18{,}1$.

5. Находим логарифм числа Рейнольдса (15.4), учитывая, что динамическая вязкость воды с температурой 70° С (рис. 15.4) равна $42 \cdot 10^{-6}$:

$$\lg \mathrm{Re} = \lg\left[\frac{20\,400 \cdot 10^6}{40 \cdot 42}\right] - 1{,}44 = 6{,}42.$$

Так как $\lg \mathrm{Re} = 6{,}42 > 3{,}5$, то $\psi = 1$ и, следовательно, предварительно подобранный клапан, имеющий условную пропускную способность $C = 25$, обеспечит заданные условия.

Отношение $C_1/C = \frac{16{,}45}{25} = 0{,}66$, при $S = 0{,}788$ по графику на рис. 15.1 находим, что максимальное открытие клапана будет равно 0,62 по отношению к полному.

Пример 15.2. Выбрать проходной клапан для регулирования расхода пара, поступающего в калориферы первого подогрева, присоединенные к сети по схеме на рис. 15.5. Максимальный расход пара 1000 *кг/ч*. Давление пара в начале регулируемого участка постоянно и равно 5 *кГ/см²*. Потери давления на регулируемом участке до установки клапана $\Delta P_с = 0{,}025$ *кГ/см²*. Потребное давление пара в калориферах при максимальной нагрузке 3 *кГ/см²*, при этом воздух нагревается с —30 до +20° С. Регулирование калориферов должно осуществляться от 100 до 10% нагрузки.

Решение. Давление пара, которое может быть потеряно в регулирующем клапане, при полной нагрузке калориферов равно:

$$\Delta P = 5 - 3 - 0{,}025 = 1{,}975 \text{ кГ/см}^2.$$

Потеря давления в клапане (15.7)

$$\Delta P = 1{,}975 < 0{,}51{,}5 = 2{,}55 \text{ кГ/см}^2,$$

причем $S = 1{,}975 : (5-3) = 0{,}99 > 0{,}5$.

Так как $\Delta P < 0{,}51\ P_1$, то расчет должен производиться по формулам (15.10) и (15.11):

$$\Sigma = 1 - 0{,}51 \cdot 0{,}395 = 0{,}799;$$

$$C_з = \frac{1000}{31{,}6 \cdot 0{,}799\sqrt{1{,}975 \cdot 2{,}616}} = 16{,}64.$$

Величина C не должна быть менее $16{,}64 \cdot 1{,}1 = 18{,}3$.

По табл. 15.1 выбираем клапан 25ч30нж с плунжером, имеющий логарифмическую характеристику $D_у = 40$; $C = 25$.

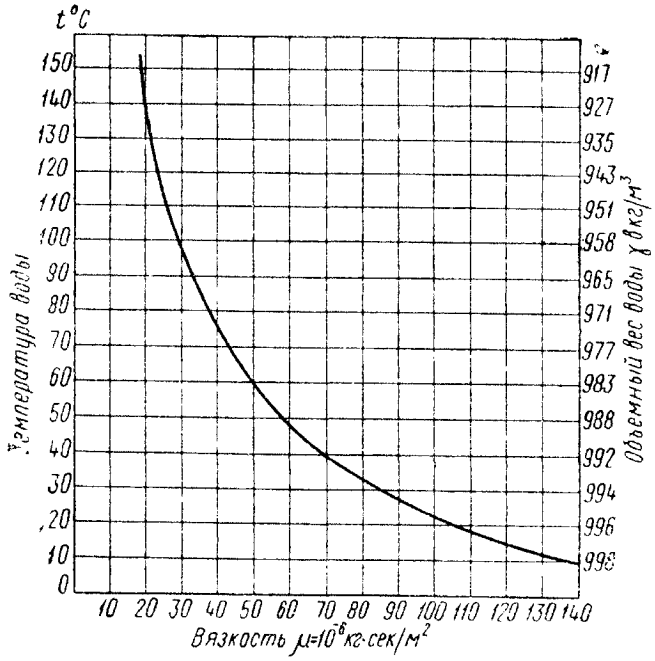


Рис. 15.4. График для определения вязкости и объемного веса воды при различных температурах

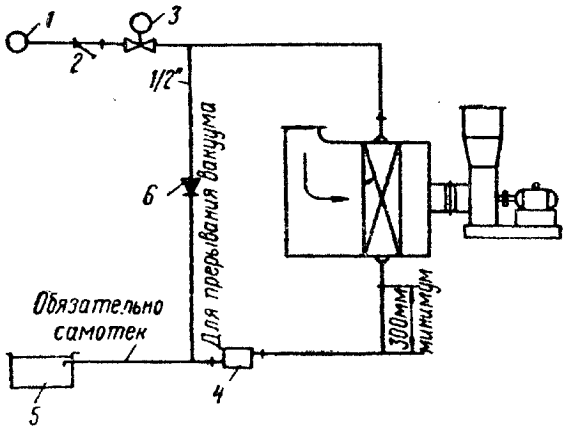


Рис. 15.5. Схема регулирования парового калорифера

1 — пар; *2* — фильтр; *3* — клапан; *4* — конденсатоотводчик; *5* — бак; *6* — обратный клапан

Когда нагрузка составит 10% от максимума, воздух в калорифере будет нагреваться на 0,1 [20—(—30)] = 5°.

Температура внутри парового пространства калорифера при 10% нагрузке и постоянной величине коэффициента теплопередачи должна быть равна:

$$t_п = 0{,}1\left(151{,}1 - \frac{20-30}{2}\right) + \frac{15+20}{2} = 33{,}1°\text{ С}.$$

Соответственно абсолютное давление пара в калорифере будет равно 0,05 *кГ/см²*, т. е. будет образовываться вакуум, за счет которого может поступать конденсат, что нежелательно, так как при последующем понижении температуры воздуха конденсат может замерзнуть.

Вакуум в калориферах рекомендуется восполнять впуском пара низкого давления из конденсатопровода.

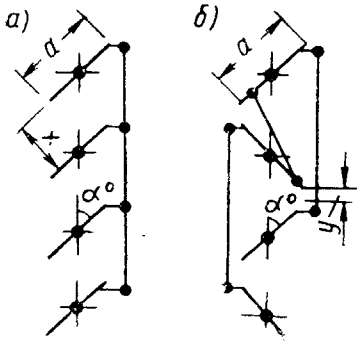


Рис. 15.6. Клапаны с поворотными створками

а — параллельно-створчатые; *б* — непараллельно-створчатые; *a* — ширина створки; α — угол поворота створки; *x*, *y* — проход для воздуха

Для этого конденсатопровод соединяют с паровым пространством калорифера специальным трубопроводом, имеющим обратный клапан, открывающийся в сторону парового пространства калорифера (рис. 15.5). Конденсат должен отводиться самотеком.

15.2. КЛАПАНЫ (ЗАСЛОНКИ) ДЛЯ РЕГУЛИРОВАНИЯ ВОЗДУШНЫХ ПОТОКОВ

А. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ КЛАПАНОВ

Воздушные потоки систем вентиляции, кондиционирования воздуха и воздушного отопления регулируют с помощью ручных, дистанционно управляемых или автоматически действующих клапанов (заслонок).

В настоящее время выпускаются клапаны (заслонки), входящие в состав секций типовых кондиционеров, и сетевые клапаны (заслонки) конструкции Сантехпроекта следующих типов.

1. Приемные клапаны (заслонки) с утепленными створками, приведенные в приложении III, являются секциями центральных кондиционеров. Клапаны предназначены для отделения кондиционеров от наружного воздуха и поставляются параллельно-створчатыми с ручным пневматическим или электрическим приводом. Кроме того, Сантехпроектом разработаны сетевые приемные клапаны (заслонки) с утепленными створками и электропрогревом притворов. Клапаны снабжаются электрическим или пневматическим приводом.

Створки клапанов поворачиваются от 0° (клапан открыт) до 90° (закрыт).

Поворот створок приемных клапанов кондиционеров пропускной способностью 120—240 тыс. *м³/ч*, в случае необходимости может быть ограничен; створки можно установить на любой начальный угол от 0 до 33° для правого, до 39° — для левого клапана с пневмоприводом и до 34° — для клапанов с электроприводом.

Для клапанов кондиционеров меньшей пропускной способности и для сетевых клапанов Сантехпроекта возможность ограничения углов поворота створок не предусмотрена.

2. Проходные клапаны (заслонки — приложение III) предназначены для установки на фланцах верхних отверстий смесительных или распределительных секций кондиционеров, но могут быть использованы и для установки в воздуховодах. Клапаны выполняются параллельно-створчатыми (см. схему на рис. 15.6, *а*) с ручными приводами и с приводами от пневматического и электрического исполнительных механизмов.

К типу проходных относится «клапан вентилятора», устанавливаемый на фланец выхлопного отверстия вентиляторов.

Сетевые проходные клапаны (заслонки) прямоугольные, круглые одностворчатые и круглые многостворчатые разработаны Сантехпроектом и выполняются параллельно-створчатыми; снабжаются электрическим, пневматическим или ручным приводами.

Поворот створок проходных клапанов кондиционеров с пневмоприводом в случае необходимости может быть ограничен углами от 0 до 50° и от 86 до 90° при пропускной способности 60—80 тыс. *м³/ч* и от 0 до 30° и от 85 до 90° при 120—240 тыс. *м³/ч*, а клапанов с электроприводом — углами от 0 до 19° и от 85 до 90° при 60—80 тыс. *м³/ч*, от 0 до 35° и от 85 до 90° при 120—240 тыс. *м³/ч*.

Для клапанов кондиционеров меньшей пропускной способности и для сетевых клапанов возможность ограничения углов поворота створок не предусмотрена.

3. Клапаны (заслонки) сдвоенные (смесительные) параллельно-створчатые (приложение III) являются секциями кондиционеров и предназначаются для регулирования распределения или смешения воздушных потоков и, в частности, для регулирования теплопроизводительности секций первого и второго подогрева, имеющих обводной канал. Приводы клапанов выполняются с пневматическими или электрическими исполнительными механизмами.

Для клапанов с пневмоприводом поворот створок может быть ограничен по основному проходу углами от 0—30 и 75—90° при пропускной способности 40 тыс. *м³/ч* и 0—28 и 87—90° при 120 тыс. *м³/ч*. Для клапанов с электроприводом — 0—50° при пропускной способности 40 тыс. *м³/ч* и 75—90° и 0—30° для клапанов пропускной способностью 120 тыс. *м³/ч*. По обводному проходу поворот створок может быть ограничен углами 0—20 и 85—90° при пропускной способности 40 тыс. *м³/ч* для клапанов с пневмоприводами и 0—45° с электроприводом. В остальных случаях возможность ограничения хода створок не предусмотрена.

4. Клапаны (заслонки) смесительные утепленные (приложение III) выпускаются с электрическим и пневматическим приводами. Они служат для регулирования процесса смешения наружного и рециркуляционного воздуха и одновременно как приемные утепленные клапаны.

Верхние секции клапанов, через которые, как правило, пропускается наружный воздух, делаются непараллельно-створчатыми, а нижние — параллельно-створчатыми (см. схемы на рис. 15.6).

Данные о возможности ограничения поворота створок отсутствуют.

5. Клапаны (заслонки) проходные обводные параллельно-створчатые с ручным приводом разработаны Сантехпроектом для регулирования калориферов пропуском части воздуха через обводной канал, не перекрывая основного прохода.

6. Направляющие аппараты (приложение III) устанавливаются на всасывающих отверстиях вентиляторов и служат для регулирования их производительности; при небольшом сокращении производительности (до 30%) регулирование протекает экономичней, чем с помощью проходных клапанов.

Размеры проходных запорных воздушных клапанов (заслонок), предназначенных для работы по принципу «открыто—закрыто», определяются размерами каналов, в которых они устанавливаются, а при расположении их внутри кондиционеров или камер обычно пропускную способность назначают 20—30 тыс. $м^3/ч$ на 1 $м^2$ площади сечения клапанов.

Размеры регулирующих клапанов зависят от характеристики, по которой должно вестись регулирование.

Клапан должен иметь прямолинейную характеристику, если регулирование температуры помещения производится изменением количества подаваемого туда воздуха, имеющего постоянную температуру, или если регулирование ведется изменением компонентов смеси.

Для регулирования теплопроизводительности калориферов или воздухоохладителей клапан должен иметь характеристику, выраженную степенной функцией. Для обеспечения принятой характеристики регулирования створки клапана должны поворачиваться по соответствующей программе.

Регулирование улучшается, если площадь клапана определяют, основываясь на величинах оптимальных относительных сопротивлений регулируемого участка $\overline{H}_{опт}$, установленных на основании экспериментальных работ канд. техн. наук В. Н. Тетеревникова:

$\overline{H}_{опт}=2$ — при применении параллельно-створчатых клапанов, предназначенных для получения прямолинейной характеристики;

$\overline{H}_{опт}=3{,}6$ — при применении непараллельно-створчатых клапанов для тех же условий;

$\overline{H}_{опт}=1$ — для всех створчатых клапанов, регулирующих калориферы и воздухоохладители;

$\overline{H}_{опт}$ — оптимальное отношение сопротивления регулируемого участка H в $кГ/м^2$ к скоростному давлению h в $кГ/м^2$ в сечении открытого клапана, называемое относительным сопротивлением регулируемого участка;

$$\overline{H}=\frac{H}{h}. \qquad (15.12)$$

Регулируемым участком, имеющим сопротивление $H, кГ/м^2$, называются участки сети (или вся сеть в целом), на границах которых давления воздуха остаются неизменными при любом положении створок клапана. Практически колебания давления на границах регулируемого участка допускаются в пределах ±15% от начального, и при необходимости постоянство давления обеспечивается соответствующими дополнительными клапанами и регуляторами.

Границы регулируемых участков для типовых случаев практики показаны на рис. 15.7.

Оптимальная площадь проходного регулирующего клапана (рис. 15.7, *а*, *б*) или основного прохода смесительного клапана (рис. 15.7, *в*, *г*, *д*) определяется по формулам:

а) для регулирования по характеристике, приближающейся к прямолинейной для параллельно-створчатых клапанов:

$$F_{опт}=10^{-4}\frac{L_{макс}}{\sqrt{H}}\ м^2; \qquad (15.13)$$

б) для регулирования по характеристике, приближающейся к прямолинейной для непараллельно-створчатых клапанов:

$$F_{опт}=1{,}3\cdot10^{-4}\frac{L_{макс}}{\sqrt{H}}\ м^2; \qquad (15.14)$$

в) для обоих видов створчатых клапанов при регулировании производительности калориферов или воздухоохладителей, приближающейся к характеристике, выраженной степенной функцией с показателем степени $a<1$:

$$F_{опт}=0{,}69\cdot10^{-4}\frac{L_{макс}}{\sqrt{H}}\ м^2, \qquad (15.15)$$

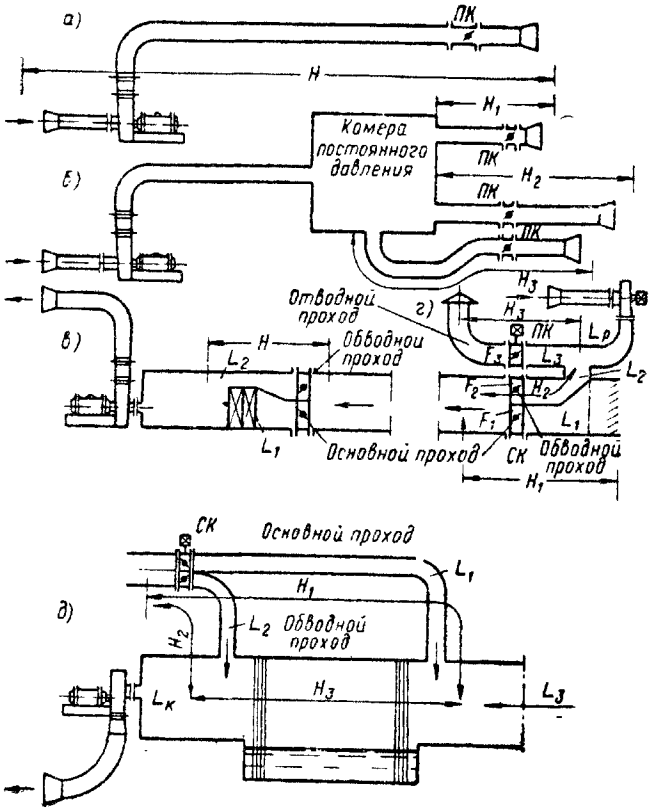


Рис. 15.7. Границы регулируемых участков сети с сопротивлением H, H_1, H_2 и H_3

а — регулируемый участок — вся сеть; *б* — начало регулируемых участков — камера постоянного давления, концы — концы сетей; *в* — регулируемый участок — теплообменник и клапан; *г* — регулируемый участок: H_1 — участок приема наружного воздуха, H_2 — участок рециркуляции, H_3 — участок, через который воздух выбрасывается наружу; *д* — регулируемый участок: H_1 — первая рециркуляция в кондиционере, H_2 — вторая рециркуляция, H_3 — камера орошения кондиционера; *ПК* — проходной клапан; *СК* — смесительный клапан

Примечание. Началами и концами регулируемых участков являются места, в которых колебания скоростного давления воздуха практически неощутимо.

где $L_{макс}$ — максимальный расход воздуха через клапан в $м^3/ч$;
H — сопротивление регулируемого участка в $кГ/м^2$;
a — показатель степени при весовой скорости воздуха $v\gamma$ $кг/м^2\cdot сек$ в формуле, определяющей величину коэффициента теплопередачи (табл. 15.2).

Площадь обводного прохода F_0 смесительных клапанов бывает, как правило, меньше площади основного прохода:

$$F_0 \geqslant F_{опт}\sqrt{\frac{H_0}{H}} < F_{опт}, \qquad (15.16)$$

где H_0 — сопротивление обводного канала при проходе через него максимального расхода воздуха.

Проходные смесительные и распределительные клапаны следует выбирать так, чтобы площадь фактического прохода $F_ф$ лежала в пределах:

$$0{,}8\,F_{опт} < F_ф < 1{,}2\,F_{опт}. \qquad (15.17)$$

Следует отдавать преимущество клапанам с площадью меньше оптимальной. Если же устанавливают клапан большей площади, то для улучшения его характеристики следует ограничивать предельное открытие створок клапанов начальным углом $\beta_н > 0°$, в зависимости от относительного сопротивления регулируемого участка $\bar{H}$, руководствуясь табл. 15.3.

Таблица 15.2

Показатели степени a при значениях весовой скорости воздуха $v\gamma$ *кг/м² · сек* в живом сечении калориферов

Калорифер или секция подогрева	Теплоноситель	
	вода	пар
ОГС, ОГБ и ГОСТ	0,37	0,42
ГОСТ 1814—42, мод. С	0,46	0,52
ГОСТ 1814—42, мод. Б	0,46	0,574
ГСТМ	0,3	0,3
ПНМ	0,34	0,34
ПНБ	0,36	0,36
Секции подогрева кондиционеров при скорости движения воды в трубках в *м/сек*:		
$\omega = 0{,}2$	0,38	—
$\omega = 0{,}4$	0,48	—
$\omega \geqslant 0{,}6$	0,5	—

Таблица 15.3

Рекомендуемый угол начального положения створок $\beta_н$ и соответствующие ему коэффициенты сопротивления $\xi_{к.о}$, $\xi_{1\,к.о}$, $\xi_{2к.о}$

Относительное сопротивление регулируемого участка $\bar{H}$ в *кГ/м²*		Рекомендуемый начальный угол створок β_0 в *град*	Коэффициенты сопротивления створок клапана в начальном положении $\xi_{к.о}$, $\xi_{1\,к.о}$, $\xi_{2\,к.о}$ при числе створок в шт.						
для одностворчатых непараллельно-створчатых клапанов и клапанов с разделительными перегородками	для многостворчатых параллельно-створчатых клапанов		1	2	3	4	5	6	8
0—2,7	0—2,7	15	0,6	0,67	0,43	0,43	0,37	0,6	0,65
2,7—4	2,7—4	20	1	1	0,8	0,75	0,65	0,9	1
4—6,5	4—6,5	25	1,5	1,5	1,2	1,1	1	1,3	1,4
6,5—10,5	6,5—10,5	30	2,4	2,3	2	1,9	1,5	2	2,2
10,5—18	10,5—18	35	4	3,5	3	2,5	2,3	3	3,2
18—30	18—24	40	7	5,3	4,3	4	3,5	4,5	5
30—50	24—30	45	11	8	6,9	5,9	5	6	6,9
50 и выше	30—50	50	19,5	11,5	10	8	7	7,5	9,5
—	50 и выше	55	32	19	12,5	11	9,5	11	12

Б. АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ КЛАПАНОВ

Аэродинамический расчет клапанов для регулирования воздушных потоков производится:

а) для определения крайних положений створок, соответствующих пропуску заданных минимального и максимального количества воздуха;

б) для определения сопротивления клапана воздушному потоку;

в) для определения программы, обеспечивающей регулирование по заданной характеристике.

Аэродинамический расчет клапанов связывает величину относительного перемещения (хода) $\bar{\alpha}$ тяговых устройств клапана (приводного вала или штока при механическом приводе или рукоятки ручного привода) с удельным расходом воздуха $\bar{L}$ через клапан:

$$\bar{\alpha} = \varphi(\bar{L}),$$

где

$$\bar{\alpha} = \frac{\alpha - \alpha_{мин}}{\alpha_{макс} - \alpha_{мин}}; \qquad (15.18)$$

$$\bar{L} = \frac{L - L_{мин}}{L_{макс} - L_{мин}}, \qquad (15.19)$$

α — переменная величина — ход тяговых устройств клапана в *град* или *м*;

$\alpha_{мин}$, $\alpha_{макс}$ — минимальный и максимальный ход тяговых устройств клапана (в большинстве случаев $\alpha_{мин} = 0$) в *град* или *м*;

L — расход воздуха через клапан при данном положении тяговых устройств в *м³/ч*;

$L_{мин}$, $L_{макс}$ — минимальный и максимальный расходы воздуха в *м³/ч*.

В связи с условиями регулирования рассматриваются следующие клапаны:

абсолютно плотные, не пропускающие воздуха при закрытых створках (встречаются в практике редко);

имеющие конструктивные неплотности, т. е. пропускающие в закрытом положении часть $L_к$ *м³/ч* от полного расхода воздуха, характеризуемую конструктивной удельной неплотностью клапана $n_к = \frac{L_к}{L_{макс}}$;

имеющие заданную неплотность, т. е. обеспечивающие пропуск необходимого минимального количества воздуха при достижении створками крайнего, но не полностью закрытого положения, характеризуемого общей удельной неплотностью $n = \frac{L_{мин}}{L_{макс}}$.

К началу аэродинамического расчета проходных клапанов известна необходимая максимальная пропускная способность $L_{макс}$ *м³/ч* и удельные неплотности клапана $n_к$ и n, а смесительных и распределительных (парных) клапанов известна общая пропускная способность клапана

$$L_o = L_1 + L_2 \ м^3/ч \qquad (15.20)$$

и удельные неплотности n_1, $n_{1к}$ и n_2, $n_{2к}$.

Максимальные расходы воздуха $L_{1макс}$ и $L_{2макс}$ по каждому из проходов смесительных и распределительных клапанов следует определять по формулам:

$$L_{1макс} = L_о \left[1 - \frac{n_2(1-n_1)}{1-n_1 n_2}\right]; \qquad (15.21)$$

$$L_{2\,макс} = L_о \left[1 - \frac{n_1(1-n_2)}{1-n_1 n_2}\right]. \qquad (15.22)$$

Если клапаны имеют только конструктивные неплотности, то в соответствующих местах вместо n_1 и n_2 в формулы (15.21) и (15.22) следует подставлять величины $n_{1к}$ и $n_{2к}$.

Проход смесительных и распределительных клапанов, соответствующий максимальному сопротивлению на регулируемом участке при пропуске через него максимального количества воздуха, называется основным проходом, и все величины, относящиеся к нему, здесь и в дальнейшем сопровождаются индексом 1, а при обводном проходе — индексом 2.

После выбора проходных, обводных и смесительных клапанов по формулам (15.13)—(15.17) должно быть определено сопротивление регулируемого участка без учета сопротивления створок клапана, положение которых устанавливается дальнейшим расчетом, но с учетом потерь на сужение и расширение потока при проходе клапана $H_{1АБ}$:

$$H_{1АБ} = H_{1А} + H_{1Б}\ кГ/м^2,$$

относительная величина которого равна:

$$\bar{H}_{1АБ} = \frac{H_{1\,АБ}}{h_1}, \qquad (15.23)$$

где $H_{1А}$ — основное сопротивление регулируемого участка без сопротивления, связанного с установкой клапана, в $кГ/м^2$;

$H_{1Б}$ — сопротивление от сужения и расширения потока, связанное с установкой клапана, в $кГ/м^2$;

h_1 — динамическое давление при проходе воздуха через открытый клапан в $кГ/м^2$.

Величины $H_{1А}$, $H_{1Б}$ и h_1 рассчитываются при максимальном расходе воздуха через полностью открытый проходной клапан или клапан на основном проходе.

Руководствуясь величиной $\bar{H}_{1АБ}$, по табл. 15.3 выбирается угол начального открытого положения створок клапана $\beta_н$ и коэффициент сопротивления $\xi_{1к.о}$, а затем определяется:

$\bar{H}_1$ — относительное сопротивление регулируемого участка:

$$\bar{H}_1 = \bar{H}_{1\,АБ} + \xi_{1к.о}; \qquad (15.24)$$

H_1 — полная потеря давления на этом участке:

$$H_1 = \bar{H}_1 h_1\ кГ/м^2; \qquad (15.25)$$

$H_{2к.о}$ — давление, которое должно быть погашено створками клапана на обводном проходе в предельном открытом положении створок:

$$H_{2к.о} = H_1 - (H_{2А} + H_{2Б})\ кГ/м^2, \qquad (15.26)$$

$\xi_{2к.о}$ — коэффициент сопротивления створок на обводном проходе в положении предельного открытия створок:

$$\xi_{2к.о} = \frac{H_{2к.о}}{h_2}; \qquad (15.27)$$

$H_{2А}$ — основное сопротивление регулируемого участка при пропуске воздуха через обводной проход в $кГ/м^2$;

$H_{2Б}$ — сопротивление от сужения и расширения потока, связанное с установкой клапана, в $кГ/м^2$;

h_2 — динамическое давление при проходе максимального количества воздуха через открытый клапан на обводном проходе в $кГ/м^2$.

Дальнейший аэродинамический расчет клапанов ведется с помощью экспериментальных характеристик и формул, выражающих величину коэффициентов сопротивления створок ξ в зависимости от удельных расходов $\bar{L}_{р.макс}$ относительно максимальной пропускной способности, поддающейся регулированию, т. е. той части расхода $L_{р.макс} = L_{макс} - L_к$, на которую он может быть сокращен при полном закрытии створок, учитывая утечку воздуха L_k $м^3/ч$ через конструктивные неплотности створок в закрытом положении.

Аэродинамические характеристики для створчатых клапанов, по данным В. Н. Тетеревникова, приведены на рис. 15.8 и 15.9.

Аэродинамические характеристики для шиберов в воздуховодах прямоугольных (по исследованиям И. Е. Идельчика—ЦАГИ) и круглых (по исследованиям I. Weisbah) приведены на рис. 15.10 и 15.11.

Удельная конструктивная неплотность клапана колеблется от 0,05 до 0,2 в зависимости от конструкции и качества изготовления клапана и при отсутствии заводских данных в расчетах принимается $n_к = 0{,}1$. По

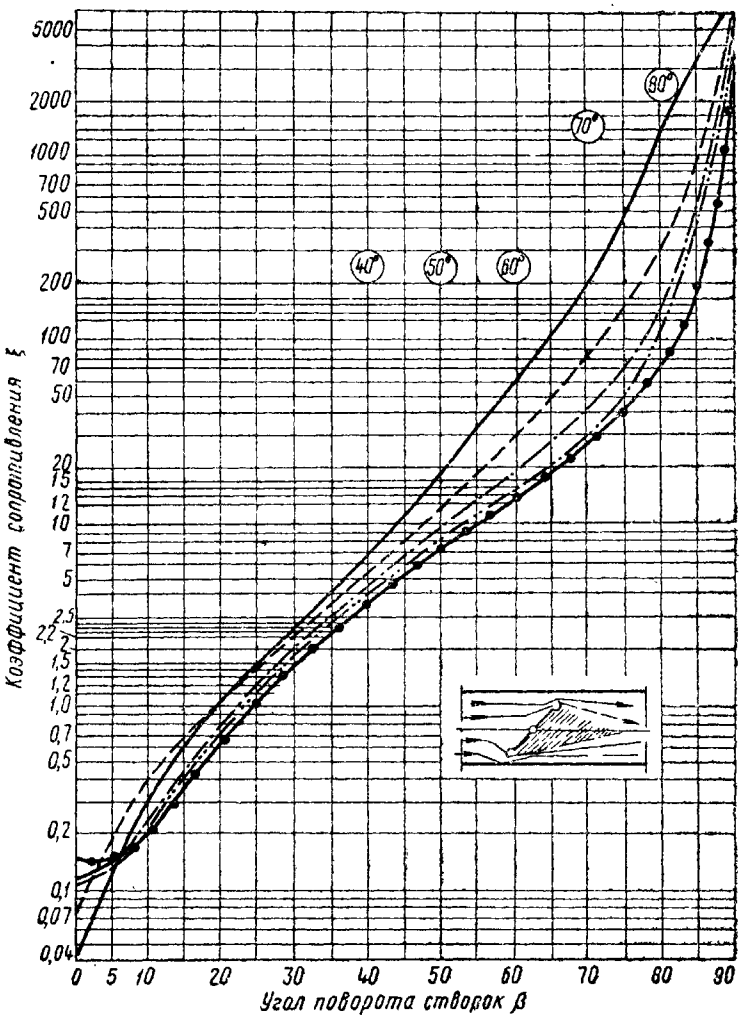


Рис. 15.8. Аэродинамическая характеристика для параллельно-створчатых клапанов в прямом проходе с 1—5 створками

Условные обозначения: ——— 1 створка; — — — — 2 створки; —·—·— 3 створки; —·—·—·— 4 створки; —●—●—●— 5 створок

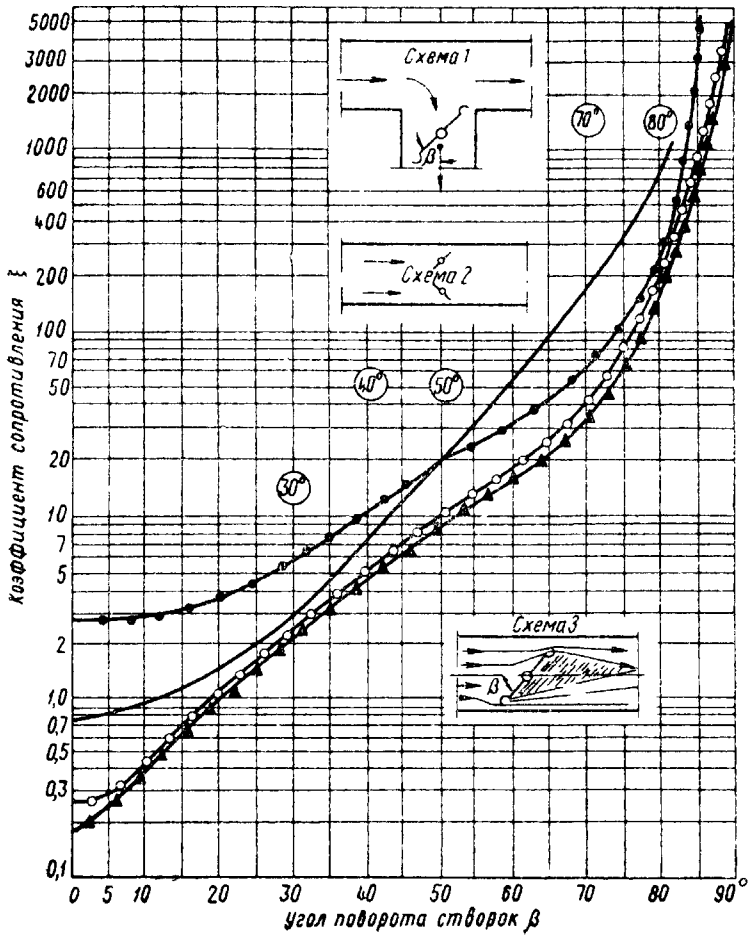


Рис. 15.9. Аэродинамическая характеристика для 6- и 8-параллельно-створчатых клапанов в прямом проходе, 3-створчатых параллельно-створчатых клапанов на ответвлении и 2-створчатых непараллельно-створчатых клапанов в прямом проходе

Условные обозначения: —о—о— — три створки на ответвлении по схеме 1; ——— — две створки по схеме 2; —▲—▲— — шесть створок параллельно-створчатого клапана; —●—●— — восемь створок параллельно-створчатого клапана по схеме 3

Примечание: Угол β — по схеме 3

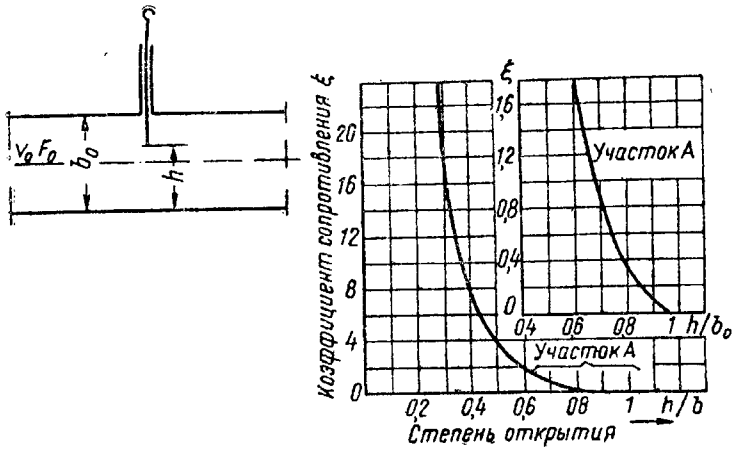


Рис. 15.10. Аэродинамическая характеристика задвижки в прямоугольном воздуховоде

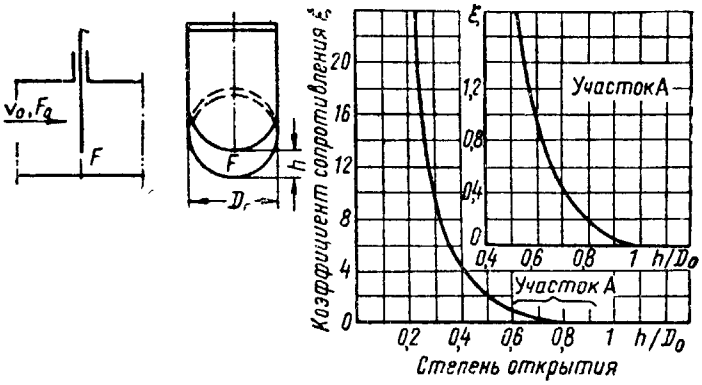


Рис. 15.11. Аэродинамическая характеристика задвижки в цилиндрическом воздуховоде

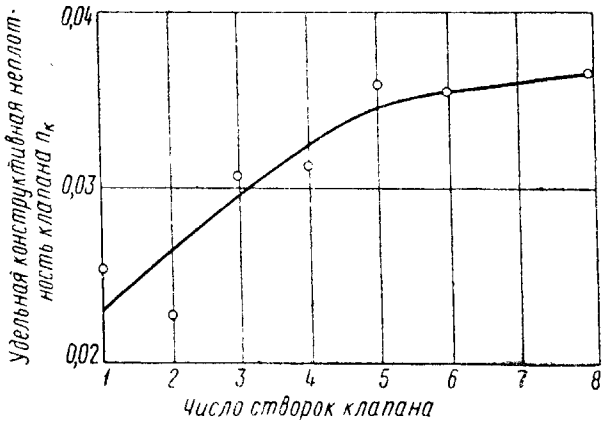


Рис. 15.12. Удельная конструктивная неплотность клапана

данным ЛИОТ, конструктивная неплотность зависит от числа створок клапана (рис. 15.12).

Коэффициенты сопротивления ξ для проходных клапанов, установленных по схеме рис. 15.7 *а, б*, и для основных проходов смесительных клапанов, установленных по схеме рис. 15.7, *в* и *г*, рассчитываются по формуле

$$\xi_1 = \bar{H}_1 \left[\frac{1}{\bar{L}^2_{1р.макс}} - 1 \right] + \xi_{1\,к.о}. \qquad (15.28)$$

Коэффициенты сопротивления для обводных клапанов, установленных по схеме рис. 15.7, *в* и *г*, определяются по формулам:

$$\xi_2 = \bar{H}_2 \left[\frac{1}{\bar{L}^2_{2р.макс}} - 1 \right] + \xi_{2\,к.о}, \qquad (15.29)$$

где $\bar{L}_{2р.макс}$ — то же, но для обводных проходов смесительных и распределительных клапанов, обеспечивающих пропуск заданного расхода воздуха в закрытом (не полностью) положении, например при регулировании второй рециркуляции:

$$\bar{L}_{1\,р.макс} = \frac{\bar{L}_{1р.макс} - n_{1к}}{1 - n_{1к}}, \qquad (15.30)$$

$L_{1р\ макс}$ — удельный расход воздуха относительно максимальной регулируемой пропускной способности проходных клапанов и основных проходов смесительных и распределительных клапанов;

$$\bar{L}_{2р.макс} = \frac{\bar{L}_{2макс} - n_{2к}}{1 - n_{2к}}; \qquad (15.31)$$

$\bar{L}_{2р.макс}$ — то же, но для полностью закрывающихся обводных проходов, имеющих только конструктивные неплотности:

$$\bar{L}_{2р.макс} = \frac{1 - \bar{L}_{1макс}}{1 - n_1}, \qquad (15.32)$$

$\bar{L}_{1\ макс}$ — удельный расход относительно максимальной пропускной способности проходного клапана или основного прохода смесительного и распределительного клапанов:
при регулировании с прямолинейной характеристикой

$$\bar{L}_{1макс} = n_1 + \bar{\alpha}(1 - n_1); \qquad (15.33)$$

при регулировании калориферов и воздухоохладителей

$$\bar{L}_{1\ макс} = \left[n_1^a + \bar{\alpha}\left(1 - n_1^a\right)\right]^{1/a}, \qquad (15.34)$$

$\bar{L}_{2\ макс}$ — удельный расход относительно максимальной пропускной способности обводного прохода смесительного и распределительного клапанов:

$$\bar{L}_{2макс} = 1 - (\bar{L}_{1макс} - n_1)\frac{1 - n_2}{1 - n_1}; \qquad (15.35)$$

$n_1 = \frac{L_{1мин}}{L_{1\ макс}}$ — удельная неплотность проходных клапанов или основного прохода смесительного и распределительного клапанов относительно максимума;

$n_2 = \frac{L_{2\ мин}}{L_{2\ макс}}$ — удельная неплотность обводных проходов смесительных или распределительных клапанов;

$n_к = \frac{L_к}{L_{макс}}$ — удельная конструктивная неплотность (индексы соответственно проходам) клапана, через которую проходит $L_к$ $м^3/ч$ воздуха при полностью закрытых створках; если по условиям регулирования закрытый полностью клапан не должен пропускать воздуха больше $L_к$ $м^3/ч$, то общая неплотность n_1 или n_2 равна конструктивной $n_{1к}$ или $n_{2к}$;

$\xi_{1\ к.о}$ — коэффициент сопротивления проходных клапанов и основных проходов смесительных и распределительных клапанов в положении предельного открытия створок;

$\xi_{2\ к.о}$ — то же, но для обводных проходов смесительных и распределительных клапанов;

$\bar{H}_1 = \frac{H_1}{h_1}$ — относительное сопротивление регулируемого участка проходных клапанов и основных проходов смесительных распределительных клапанов;

$\bar{H}_2 = \frac{H_1}{h_2}$ — то же, для обводных проходов смесительных и распределительных клапанов;

h_1, h_2 — динамическое давление $кГ/м^2$, при проходе максимального расхода воздуха соответственно через основной и обводной проходы в открытом положении;

a — показатель степени при значении весовой скорости воздуха ($v\gamma$) в формулах, определяющих коэффициент теплопередачи калориферов (табл. 15.2).

Величины $\bar{L}_{макс}$, вычисленные по формуле (15.34) при удельной неплотности $n_1 = 0{,}1$ и различных значениях a, приведены в табл. 15.4.

Таблица 15.4

Величины $\bar{L}_{1макс} = \left[n_1^a + \bar{\alpha}\left(1 - n_1^a\right)\right]^{\frac{1}{a}}$ **при** $n_1 = 0{,}1$ **и различных величинах** a **и** $\bar{\alpha}$

$\bar{\alpha}$	$a = 0{,}3$	$a = 0{,}34$	$a = 0{,}36$	$a = 0{,}37$	$a = 0{,}38$	$a = 0{,}42$	$a = 0{,}46$	$a = 0{,}48$	$a = 0{,}5$	$a = 0{,}52$	$a = 0{,}574$
0	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
0,1	0,1371	0,139	0,14	0,1406	0,1413	0,1432	0,1455	0,1468	0,1479	0,1493	0,1528
0,2	0,1824	0,1866	0,1897	0,1901	0,1915	0,1954	0,1995	0,2029	0,2052	0,208	0,2153
0,3	0,2393	0,2449	0,2495	0,25	0,2516	0,2576	0,2649	0,2683	0.2718	0,2754	0,2858
0,4	0,3048	0,3133	0,3184	0,3199	0,322	0,3304	0,3311	0,3434	0,3478	0,3524	0,3648
0,5	0,3837	0,3926	0,398	0,4009	0,4038	0,413	0,4246	0,4282	0,4331	0,4385	0,4519
0,6	0,4753	0,4875	0,492	0,4932	0,4972	0,507	0,5176	0,5228	0,5278	0,5333	0,547
0,7	0,5821	0,5929	0,596	0,5984	0,603	0,6124	0,6223	0,6272	0,6318	0,6368	0,6486
0,8	0,7031	0,7129	0,7161	0,7194	0,7216	0,7295	0,7345	0,7414	0,7452	0,7482	0,7586
0,9	0,845	0,849	0,851	0,8531	0,8539	0,859	0,863	0,8657	0,8679	0,869	0,877
1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1

Аэродинамический расчет смесительных и распределительных клапанов, имеющих прямолинейную общую характеристику, рекомендуется производить аналогично расчету, приведенному в примере 15.3 и табл. 15.5.

Если конструкция клапана не обеспечивает программного регулирования, то расчет ограничивается определением крайних положений створок и сопротивления клапана.

Аэродинамический расчет клапанов, регулирующих каналы первой и второй рециркуляции кондиционеров (см. рис. 15.7, *д*), производится вычислением коэффициентов сопротивления первой и второй рециркуляции ξ_1 и ξ_2 при различных относительных расходах воздуха, причем

$$\xi_1 = \frac{\bar{H}_1\left[1 - (\bar{L}_{1\ макс})^2\right] + \bar{H}_3\left[(1 + \bar{L}_3)^2 - (\bar{L}_{1р.макс} + \bar{L}_3)^2\right]}{(\bar{L}_{1\ р.макс})^2} + \xi_{1\ к.о}; \qquad (15.36)$$

ξ_2 вычисляется по формуле (15.29).

где

$\bar{L}_{1р.макс}$ — определяется по формуле (15.30);

$\bar{L}_3$ — удельный расход наружного воздуха по отношению к максимальному расходу через канал 1-й рециркуляции $L_{1\ макс}$:

$$\bar{L}_3 = \frac{L_3}{L_{1макс}}; \qquad (15.37)$$

Таблица 15.5

Расчет смесительного клапана к примеру 15.3

Относительный ход тяговых устройств $\bar{\alpha}$	Удельный расход по основному проходу $\bar{L}_{1\,макс} = 0{,}75\,\bar{\alpha} + 0{,}25$ из формулы (15.34)	По формуле (15.28)						По формуле (15.29)					
		$\bar{L}_{1\,р.макс} = \frac{\bar{L}_{1\,макс} - 0{,}1}{0{,}9}$ по формуле (15.30)	$(\bar{L}_{1\,рмакс})^2 = А$	$\frac{1}{А} - 1 = Б$	$20{,}83\,Б = В$	$\xi_1 = В + 1{,}9$	Угол поворота створки основного прохода (4 створки) В в *град*	$L_{2\,р.макс} = \frac{1 - \bar{L}_{1\,макс}}{0{,}75}$ по формуле (15.32)	$(1-\bar{\alpha})^2 = Г$	$\frac{1}{Г} - 1 = Д$	$2{,}83\,Д = Е$	$\xi_2 = Е + 1{,}2$	Угол поворота створок обвода (2 створки) β_2^0 в *град*
0	0,25	0,167	0,0279	34,84	725,7	727,6	86	1	1	0	0	1,2	22
0,1	0,325	0,25	0,0625	14	291,6	293,5	83	0,9	0,81	0,23	0,65	1,85	27
0,2	0,4	0,333	0,1109	8,02	167,1	169	81	0,8	0,64	0,56	1,58	2,78	33
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0,9	0,925	0,917	0,8409	0,19	3,96	5,86	46	0,1	0,01	99	280,2	291,4	79
1	1	1	1	0	0	1,9	30	0	0	—	—	—	90

$\overline{H}_1$ — относительное сопротивление канала первой рециркуляции:

$$\overline{H}_1 = \frac{H_{1А} + H_{1Б}}{h_1} + \xi_{1к.о}, \qquad (15.38)$$

$H_{1А} = H_в + H_к$ — основное сопротивление регулируемого участка первой рециркуляции, включающее сопротивление воздуховодов $H_в$ и камеры орошения $H_к$ в $кГ/м^2$,

$H_{1Б}$ — сопротивление от сужения и расширения потока, связанное с установкой клапана, в $кГ/м^2$;

$\xi_{1\,к.о}$ — коэффициент сопротивления створок клапана первой рециркуляции в положении предельного открытия створок — по предыдущему (см. табл. 15.3);

$H_з$ — коэффициент сопротивления камеры орошения по отношению к динамическому давлению в клапане 1-й рециркуляции:

$$\overline{H}_з = \frac{H_к}{h_1 (1 + \bar{L}_з)^2}. \qquad (15.39)$$

В. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА КЛАПАНОВ

Пример 15.3. Произвести аэродинамический расчет сдвоенного секционного смесительного клапана типа Кд 4044 для регулирования смеси наружного и рециркуляционного воздуха в кондиционере. Общая пропускная способность клапана $L_0 = 40\,000$ $м^3/ч$. Минимальный удельный расход наружного воздуха через створки основного прохода должен быть равен 25% максимального, т. е. $n_1 = 0{,}25$, а удельная конструктивная неплотность каждого из проходов $n_{1к} = n_{2к} = 0{,}1$.

Сопротивление регулируемого участка без учета сопротивлений, связанных с установкой клапана, по основному проходу для наружного воздуха $H_{1А} = 15$ $кГ/м^2$ и по проходу для рециркуляции $H_{2А} = 5$ $кГ/м^2$.

Проход для наружного воздуха (основной) имеет 4 створки площадью $F_ф = 2{,}8$ $м^2$, а для рециркуляции — 2 створки площадью $F_0 = 0{,}86$ $м^2$.

Решение. Расходы воздуха через проходы клапана равны: максимальный наружного воздуха по формуле (15.21):

$$L_{1макс} = 40\,000 \left[1 - \frac{0{,}1\,(1 - 0{,}25)}{1 - 0{,}25 \cdot 0{,}1}\right] = 36\,920 \ м^3/ч;$$

минимальный наружного воздуха — 25% максимального:

$$L_{1мин} = 0{,}25 \cdot 36\,920 = 9230 \ м^3/ч;$$

максимальный рециркуляционного воздуха — по формуле (15.22):

$$L_{2макс} = 40\,000 \left[1 - \frac{0{,}25\,(1 - 0{,}1)}{1 - 0{,}25 \cdot 0{,}1}\right] = 30\,770 \ м^3/ч;$$

минимальный рециркуляционного воздуха

$$L_{2мин} = 40\,000 - 36\,920 = 3080 \ м^3/ч.$$

Динамическое давление воздуха при проходе через открытые створки основного прохода:

$$h_1 = \left[\frac{36\,920}{3600 \cdot 2{,}8}\right]^2 \frac{\gamma}{2g} = 0{,}82 \ кГ/м^2$$

и через створки обводного прохода

$$h_2 = \left[\frac{30\,770}{3600 \cdot 0{,}86}\right]^2 \frac{\gamma}{2g} = 6{,}04 \ кГ/м^2.$$

Максимальные потери давления за счет сужения и последующего расширения при входе и выходе из рамы клапана ($\xi_{1Б} = 0{,}63$; $\xi_{2Б} = 0{,}8$ — определены по расчету) равны:

$$H_{1Б} = 0{,}63 \cdot 0{,}82 = 0{,}52 \ кГ/м^2; \quad H_{2Б} = 0{,}8 \cdot 6{,}04 = 4{,}83 \ кГ/м^2.$$

Относительное сопротивление регулируемого участка без учета потерь в створках клапана (15.23)

$$\overline{H}_{1АБ} = \frac{15{,}52}{0{,}82} = 18{,}93,$$

где $H_{1АБ} = 15 + 0{,}52 = 15{,}52$ — сопротивление регулируемого участка без сопротивления, создаваемого створками основного прохода, в $кГ/м^2$.

По табл. 15.3 при $\overline{H}_{1АБ} = 18{,}93$ для параллельно-створчатого клапана с 4 створками предельное открытое положение створок рекомендуется ограничивать углом $\beta_н = 40°$, но клапан Кд 4044 допускает ограничение открытия створок только в пределах углов от 0 до 30°, поэтому принимаем $\beta_н = 30°$ и $\xi_{1\,к.о} = 1{,}9$.

Общая характеристика регулирования должна быть прямолинейной, поэтому удельный расход по основному проходу рассчитывается по формуле (15.33) при $n_1 = 0{,}25$:

$$\bar{L}_{1макс} = 0{,}25 + 0{,}75\,\bar{\alpha}$$

и удельный расход относительно регулируемого максимума — по формуле (15.30) при $n_1 = n_{1к} = 0{,}1$:

$$\bar{L}_{1р.макс} = \frac{\bar{L}_{1\,макс} - 0{,}1}{0{,}9}.$$

В начальный момент хода тяговых устройств при $\bar{\alpha}=0$, когда створки основного прохода предельно закрыты, $\bar{L}_{1\,макс}=0{,}25$, а $\bar{L}_{1\,р.макс}=\frac{0{,}25-0{,}1}{0{,}9}=0{,}167$.

Полное удельное сопротивление регулируемого участка по формуле (15.24):

$$\bar{H}_1 = 18{,}93 + 1{,}9 = 20{,}83$$

и полная потеря давления на регулируемом участке (15.25):

$$H_1 = 20{,}83 \cdot 0{,}82 = 17{,}1\ кГ/м^2.$$

Относительное сопротивление обводного прохода

$$\bar{H}_2 = \frac{17{,}1}{6{,}04} = 2{,}83.$$

Коэффициент сопротивления клапана на основном проходе в положении предельного закрытия створок, соответствующем пропуску 25% максимального расхода наружного воздуха, определяется по формуле (15.28):

$$\xi_1 = 20{,}83\left[\frac{1}{0{,}167^2} - 1\right] + 1{,}9 = 727{,}6.$$

Коэффициенту сопротивления $\xi_1=727{,}6$ по графику на рис. 15.8 соответствует угол предельного закрытия створок клапана 86°.

Таким образом, ход створок основного прохода должен быть ограничен углами 30—86°, а сопротивление клапана в предельно открытом положении равно: 17,1—15=2,1 $кГ/м^2$.

Коэффициент сопротивления створок обводного клапана в положении предельного открытия створок по формуле (15.27):

$$\xi_{2к.о} = \frac{17{,}1 - (5{,}0 + 4{,}83)}{6{,}04} = 1{,}2,$$

что соответствует углу начального положения створок $\beta_{к.о}=22^c$ (рис. 15.8).

Конечное и промежуточное положение створок обводного клапана рассчитывается по формуле (15.29), причем удельный регулируемый расход определен по формуле (15.32) при $n_1=0{,}25$ и при $\bar{H}_2=6{,}04$; расчет сведен в табл. 15.5, из которой следует, что створки клапана на обводе должны поворачиваться в пределах углов 22—90°. Для регулирования по рассчитанной программе клапан Кд 4044 должен быть реконструирован.

Глава 16

ЭЖЕКТОРНЫЕ УСТАНОВКИ

16.1. ОБЩИЕ УКАЗАНИЯ

Эжекторы применяются главным образом для удаления воздуха, содержащего взрывоопасные или агрессивные пыли, пары и газы.

Поток рабочего (эжектирующего) воздуха, выходящий из сопла с большой скоростью в камеру смешения, увлекает за собой эжектируемый воздух (или газовоздушную смесь), создавая в приемной камере зону пониженного давления.

После выравнивания скоростей в камере смешения воздух поступает в диффузор, где за счет уменьшения скорости динамическое давление преобразуется в статическое.

В зависимости от источника рабочего воздуха эжекторы делятся на вентиляторные и компрессорные (на сжатом воздухе).

По количеству эжекторов, присоединяемых к одному источнику рабочего воздуха, эжекторные системы разделяются:

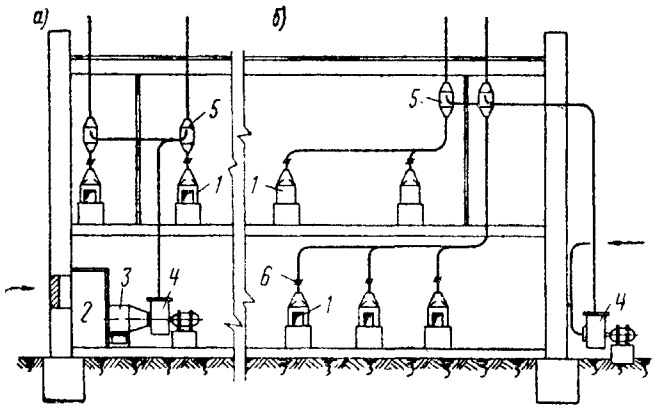


Рис. 16.1. Центральные вентиляторные схемы эжекции

а — подогретым воздухом; *б*— неподогретым воздухом; *1* — укрытия аппаратом; *2* — воздухозаборная шахта; *3* — калорифер; *4* — вентилятор; *5* — эжектор; *6* — дроссель-клапан

а) на местные, когда каждый источник рабочего воздуха обслуживает отдельный эжектор;

б) на центральные, когда один источник рабочего воздуха обслуживает два эжектора и более (рис. 16.1).

Центральные эжекционные системы позволяют одним вентилятором обеспечить удаление воздуха от местных отсосов, расположенных в различных по вредности и категории опасности помещениях. Применяемые в системах кондиционирования эжекционные доводчики также являются примером использования центральной эжекционной системы.

Отношение количества эжектируемого L_2 воздуха к эжектирующему L_1 называется коэффициентом подмешивания или эжекции $\beta=\frac{L_2}{L_1}$. Наибольший коэффициент полезного действия имеют эжекторы с коэффициентом подмешивания около 1; при $\beta>1$ к. п. д. эжектора понижается медленно, что позволяет принимать высокие коэффициенты подмешивания в эжекторах высокого давления. Снижение $\beta<0{,}5$ ведет к резкому падению к. п. д. установки.

Отношение скорости подсасываемого потока v_2 к скорости v_3 смешанного потока $n=\frac{v_2}{v_3}$ в последующих расчетах принято:

а) для эжекторов низкого давления с вентиляторным побуждением 0,4;

б) для эжекторов высокого давления, работающих на сжатом воздухе, 0,8.

Материал для изготовления эжекторов должен обладать достаточной стойкостью к агрессивному воздействию внешней среды, перемещаемых химически активных сред и к веществам, применяемым для периодической промывки эжектора.

При транспортировании воздуха, содержащего пары органических растворителей или взрывоопасных веществ, конденсат или пыль которых способны загораться или взрываться от искры, создаваемой зарядом статического электричества, материал для изготовления эжектора должен быть электропроводен.

Таблица 16.1

Данные для выбора эжекторов низкого давления

Объем удаляемого воздуха в $м^3/ч$	Потери давления во всасывающей сети p в $кГ/м^2$																							
	5				10				15				20				25				30			
	№ эжектора	$\Delta p_з$	$\Delta p_н$	$\Delta p_р$	№ эжектора	$\Delta p_з$	$\Delta p_н$	$\Delta p_р$	№ эжектора	$\Delta p_з$	$\Delta p_н$	$\Delta p_р$	№ эжектора	$\Delta p_з$	$\Delta p_н$	$\Delta p_р$	№ эжектора	$\Delta p_з$	$\Delta p_н$	$\Delta p_р$	№ эжектора	$\Delta p_з$	$\Delta p_н$	$\Delta p_р$
1 000	1	5	30,6	0,78	2	8	15	2,52	3	8	24,4	2,02	4	10	10	3,11	5	10	39,7	2,32	6	10	19	1,56
2 000	7	5	11,6	0,9	8	8	35	2,8	9	8	22,4	2,18	10	8	25,2	1,49	11	10	17,7	2,33	12	10	41	1,81
3 000	13	5	7,6	1,07	14	8	34	3,04	15	8	21,4	2,44	16	8	23	1,7	17	10	27,7	3,21	18	10	57	1,89
4 000	19	5	24,6	0,74	20	5	22,4	0,17	21	8	16,4	5,68	22	8	30,2	1,4	23	8	13,5	1,1	24	10	19	1,85
5 000	25	5	9,6	1,93	26	5	22,3	1,21	27	8	26,4	3	28	8	25,2	1,76	29	10	32,7	3,4	30	10	13	2,57
6 000	31	5	29,5	1,22	32	5	30,9	0,65	33	8	26,3	2,6	34	8	37,2	2,23	35	8	19,5	1,63	36	10	12,5	2,23
8 000	37	5	38,7	1,08	38	5	28,1	0,53	39	8	26,3	2,47	40	8	34,7	1,86	41	10	17,7	3,92	42	10	17	2,13
10 000	43	5	21,8	1	44	5	15,5	0,58	45	8	21,3	2,52	46	8	45,2	1,84	47	8	27	1,12	48	10	33	2,21
12 000	49	5	11	—	50	8	25,3	1,94	51	8	36,3	1,32	52	8	35,2	0,86	53	10	22,7	1,96	54	10	26	1,43

Примечание. $\Delta p_з$ — сопротивление напорной части эжектора, без шахты; $\Delta p_н$ — давление, которое может быть израсходовано на напорный участок от вентилятора до сопла эжектора; $\Delta p_р$ — резервное давление на случай установки выхлопной шахты (на трение в шахте).

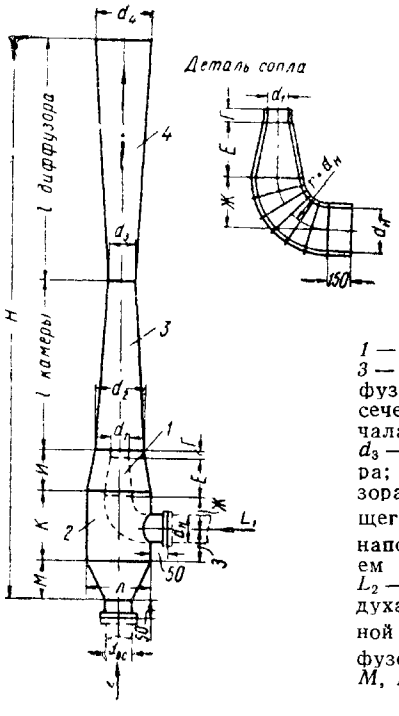
Воздуховод эжектируемого воздуха должен располагаться соосно с эжектором, так как это повышает к.п.д. установки. Эжектор с вентиляторным побуждением должен иметь люк, обеспечивающий доступ к соплу и возможность промывки внутренней поверхности эжектора.

Эжекторы высокого давления, у которых вследствие малого диаметра корпуса трудно разместить люк для его промывки, должны легко отсоединяться от воздуховодов.

Внутренняя поверхность эжектора и вытяжных воздуховодов должна быть гладкой, не иметь выступающих частей и вмятин.

16.2. ЭЖЕКТОРЫ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ (С ВЕНТИЛЯТОРНЫМ ПОБУЖДЕНИЕМ)

Эжекторы с вентиляторным побуждением (рис. 16.2), имеющие производительность по отсасываемому воздуху от 1000 до 12 000 $м^3/ч$ при гидравлических потерях во всасывающих сетях от 5 до 30 $кГ/м^2$ и коэффициенте подмешивания $\beta = 1$, типизированы и для них выбраны комплекты вентиляторов и электродвигателей. Типовые эжекторы выбирают по табл. 16.1 и 16.2, как указано в примере.



16.2. Эжектор низкого давления

1 — сопло; *2* — приемная камера; *3* — камера смешения; *4* — диффузор; d_1 — диаметр выходного сечения сопла; d_2 — диаметр начала смесительной камеры; d_3 — диаметр горловины эжектора; d_4 — диаметр устья диффузора; $d_{вс}$ — диаметр всасывающего воздуховода; $d_н$ — диаметр напорного воздуховода; L_1 — объем эжектирующего воздуха; L_2 — объем эжектируемого воздуха; $l_{кам}$ — длина смесительной камеры; $l_{диф}$ — длина диффузора; *Г, Е, Ж, З, И, К, Л, М, Н* — конструктивные размеры эжектора

Таблица 16.2

Вентиляторные агрегаты к типовым эжекторам низкого давления

№ эжектора	Производительность L в $м^3/ч$	Создаваемое вентилятором давление, Δp в $кГ/м^2$	Обозначение комплекта	№ эжектора	Производительность L в $м^3/ч$	Создаваемое вентилятором давление, Δp в $кГ/м^2$	Обозначение комплекта
1	1000	73	А2,5 100-2а	28	5 000	140	В3-10а
2	1000	73	А2,5 100-2а	29	5 000	175	В3-11б
3	1000	120	А3-2а	30	5 000	174	В3-11б
4	1000	135	—	31	6 000	72	А5 100-2а
5	1000	182	—	32	6 000	92	В5-8б
6	1000	182	—	33	6 000	120	А6-2б
7	2000	54	В3-6а	34	6 000	152	В4-10в
8	2000	116	А3-2а	35	6 000	152	В4-10в
9	2000	116	А3-2а	36	6 000	175	В5-11в
10	2000	140	В4-10Д	37	8 000	73	А7-1а
11	2000	160	В3-11г	38	8 000	73	А7-1а
12	2000	205	В3-12Б	39	8 000	120	А6-2а
13	3000	50	В3-6а	40	8 000	150	В5-10в
14	3000	115	В3-9б	41	8 000	160	В4-10б
15	3000	115	В3-9б	42	8 000	180	В5-11в
16	3000	138	В3-10в	43	10 000	65	А8-5б
17	3000	170	В3-11г	44	10 000	83	А8-6б
18	3000	220	В3-12б	45	10 000	100	А6-2а
19	4000	67	В5-7в	46	10 000	160	В5-10в
20	4000	83	А5 100-2а	47	10 000	160	В5-10в
21	4000	110	В3-9б	48	10 000	195	В5-11б
22	4000	145	В4-10в	49	12 000	54	А10-5б
23	4000	145	В4-10в	50	12 000	107	В6-8а
24	4000	180	В3-11б	51	12 000	130	А8-9б
25	5000	52	В6-5а	52	12 000	150	В6-10в
26	5000	83	А5 100-2а	53	12 000	165	В5-10б
27	5000	120	А6-2б	54	12 000	182	А7-2б

Примечание. Расшифровка обозначения комплекта приведена в приложении I, табл. 1.1.

Таблица 16.3

Размеры типовых эжекторов низкого давления в *мм*

№ эжектора	d_1	d_2	d_3	d_4	$d_{вс}$	$d_н$	$l_{кам}$	$l_{диф}$	$Г$	$Е$	$Ж$	$З$	$И$	$К$	$Л$	$М$	$Н$
1	116	259	207	315	225	200	728	1080	58	232	200	200	290	400	400	225	2723
2	98	223	179	315	225	200	648	1360	49	196	200	200	243	400	400	225	2876
3	94	209	168	315	225	200	592	1470	47	188	200	200	235	400	400	225	2922
4	88	197	158	315	225	200	560	1570	44	176	200	200	220	400	400	225	2975
5	85	189	151	315	225	200	530	1640	42	170	200	200	211	400	400	225	3006
6	82	183	147	315	225	200	522	1680	41	164	200	200	205	400	400	225	3032
7	164	366	293	450	355	280	1032	1570	82	328	280	280	410	580	580	355	3947
8	139	315	252	450	355	280	905	1980	70	278	280	280	347	580	580	355	4167
9	133	297	238	450	355	280	840	2120	67	266	280	280	333	580	580	355	4228
10	126	282	226	450	355	280	800	2240	63	252	280	280	315	580	580	355	4290
11	120	267	216	450	355	280	768	2340	60	240	280	280	300	580	580	355	4343
12	116	259	209	450	355	280	745	2410	58	232	280	280	290	580	580	355	4380
13	202	447	358	560	400	355	1250	2020	101	404	355	355	505	710	710	400	4885
14	171	385	309	560	400	355	1105	2510	86	342	355	355	427	710	710	400	5152
15	164	365	292	560	400	355	1024	2680	82	328	355	355	410	710	710	400	5224
16	155	345	276	560	400	355	968	2840	78	310	355	355	388	710	710	400	5306
17	147	327	261	560	400	355	904	2990	74	294	355	355	367	710	710	400	5371
18	143	318	253	560	400	355	880	3070	72	286	355	355	358	710	710	400	5418
19	231	516	413	630	500	450	1456	2170	116	462	450	450	578	900	900	500	5604
20	210	467	375	630	500	450	1320	2550	105	420	450	450	525	900	900	500	5795
21	188	418	329	630	500	450	1130	3010	94	376	450	450	470	900	900	500	6010
22	179	399	318	630	500	450	1112	3120	90	358	450	450	448	900	900	500	6080
23	172	383	307	630	500	450	1080	3230	86	344	450	450	430	900	900	500	6140
24	165	368	292	630	500	450	1030	3308	83	330	450	450	413	900	900	500	6151
25	258	578	463	800	560	500	1640	3370	129	516	500	500	645	1000	1000	560	7215
26	234	523	419	800	560	500	1480	3810	117	468	500	500	585	1000	1000	560	7435
27	211	470	376	800	560	500	1320	4240	106	422	500	500	528	1000	1000	560	7648
28	200	446	357	800	560	500	1255	4430	100	400	500	500	500	1000	1000	560	7745
29	190	422	339	800	560	500	1195	4610	95	380	500	500	475	1000	1000	560	7840
30	185	408	328	800	560	500	1140	4720	93	370	500	500	463	1000	1000	560	7883
31	283	634	507	800	560	500	1790	2930	142	566	500	500	708	1000	1000	560	6988
32	257	574	461	800	560	500	1630	3390	129	514	500	500	643	1000	1000	560	7223
33	231	516	412	800	560	500	1450	3880	116	462	500	500	578	1000	1000	560	7468
34	219	488	392	800	560	500	1385	4080	110	438	500	500	548	1000	1000	560	7573
35	211	470	376	800	560	500	1320	4240	106	422	500	500	528	1000	1000	560	7648
36	200	446	367	800	560	500	1330	4330	100	400	500	500	500	1000	1000	560	7720
37	329	732	585	900	710	560	2050	3150	165	658	560	560	823	1120	1120	710	7853
38	297	662	531	900	710	560	1870	3690	149	594	560	560	743	1120	1120	710	8133
39	267	595	475	900	710	560	1670	4250	134	534	560	560	668	1120	1120	710	8418
40	253	565	452	900	710	560	1590	4480	127	506	560	560	633	1120	1120	710	8533
41	239	535	427	900	710	560	1500	4730	120	478	560	560	597	1120	1120	710	8657
42	241	516	412	900	710	560	1450	4880	116	462	560	560	577	1120	1120	710	8737
43	366	820	655	1000	800	630	2310	3450	183	732	630	630	915	1260	1260	800	8735
44	332	742	595	1000	800	630	2100	4050	166	664	630	630	830	1260	1260	800	9040
45	298	666	532	1000	800	630	1870	4680	149	596	630	630	746	1260	1260	800	9356
46	283	632	507	1000	800	630	1790	4930	142	566	630	630	708	1260	1260	800	9488
47	272	607	485	1000	800	630	1700	5150	136	544	630	630	680	1260	1260	800	9590
48	259	586	462	1000	800	630	1625	5380	130	518	630	630	647	1260	1260	800	9712
49	402	895	715	1000	800	710	2500	2850	201	804	710	710	1005	1420	1420	800	8575
50	342	770	617	1000	800	710	2200	3830	171	684	710	710	855	1420	1420	800	9105
51	326	727	582	1000	800	710	2050	4180	163	652	710	710	815	1420	1420	800	9265
52	309	690	552	1000	800	710	1950	4480	155	618	710	710	773	1420	1420	800	9423
53	293	653	522	1000	800	710	1830	4780	147	586	710	710	733	1420	1420	800	9563
54	282	634	506	1000	800	710	1800	4940	141	564	710	710	705	1420	1420	800	9665

Примечание. При изготовлении эжекторов трехзначные размеры могут быть округлены до ближайших 5 или 10 *мм*.

Пример 16.1. Выбрать типовой эжектор производительностью $L_2=6000$ *м*³/*ч* при сопротивлении всасывающих воздуховодов и фильтра $\Delta p_2=25$ *кГ*/*м*².

Решение. По табл. 16.1 выбираем эжектор № 35. По табл. 16.2 ему соответствует вентиляционный агрегат В4-10в, создающий давление 152 *кГ*/*м*². Согласно табл. 16.1, $\Delta p_н=19{,}5$ *кГ*/*м*² может быть израсходовано в напорной сети от вентилятора до сопла эжектора, $\Delta p_э=8$ *кГ*/*м*² — располагаемое давление на преодоление сопротивления напорной части эжектора и $\Delta p_р=1{,}63$ *кГ*/*м*² — располагаемое резервное давление на преодоление сопротивления трению в выхлопной шахте в случае необходимости ее установки. Размеры эжектора № 35 определяются по табл. 16.3 и рис. 16.2.

Если типовые эжекторы не могут быть применены для заданных условий, то расчет рекомендуется производить по методу П. Н. Каменева в последовательности, указанной в табл. 16.4, где одновременно дан и пример расчета эжектора для удаления $L_2=5000$ *м*³/*ч* воздуха при сопротивлении всасывающей сети, по которой транспортируется пылевоздушная смесь при $\Delta p_2=20$ *кГ*/*м*².

Сопротивление напорной части эжектора $\Delta p_э=8$ *кГ*/*м*² и коэффициент подмешивания $\beta=1$.

Во многих случаях для эжекции может быть применен наружный воздух без предварительного нагрева его в зимний период или воздух, удаляемый системой вытяжной вентиляции. Это значительно удешевляет строительство и эксплуатацию систем.

Таблица 16.4

Расчет эжекторов низкого давления

№ п/п	Расчетная формула	Решение примера
1	Секундный объем удаляемого воздуха $L_2^{сек} = \frac{L_2^{ч}}{3600}$	$\frac{5000}{3600} = 1{,}39\ м^3/сек$
2	Секундный объем эжектирующего воздуха $L_1^{сек} = \frac{L_2^{сек}}{\beta}$	$\frac{1{,}39}{1} = 1{,}39\ м^3/сек$
3	Секундный объем смешанного воздуха $L_3^{сек} = L_1^{сек} + L_2^{сек}$	$1{,}39 + 1{,}39 = 2{,}78\ м^3/сек$
4	Коэффициент полезного действия диффузора $\eta_{диф} = 0{,}65$*, чему при $\beta = 1$ соответствует наивыгоднейшее отношение скоростей $n = \frac{v_2}{v_3} = 0{,}4$	
5	Скорость воздуха v_3 после смешения потоков в эжекторе $v_3 = 44\sqrt{\frac{\Delta p_2 + \Delta p_3}{(2-\eta_{диф})\left[1 - \frac{\Delta p_2 + \Delta p_3}{-n^2(2-\eta_{диф})}\right]}}$	$\sqrt{\frac{20+8}{(2-0{,}65)[1-0{,}4^2(2-0{,}65)]}} = 20{,}6\ м/сек$
6	Скорость воздуха в горловине эжектора $v_3' = (2-\eta_{диф})\, v_3$	$(2-0{,}65)\ 20{,}6 = 27{,}8\ м/сек$
7	Скорость воздуха при выходе из насадка $v_1 = (1+\beta-n\beta)\, v_3'$	$(1+1-0{,}4\cdot1)\ 27{,}8 = 44{,}5\ м/сек$
8	Скорость подмешиваемого потока $v_2 = nv_3'$	$0{,}4\cdot27{,}8 = 11{,}15\ м/сек$
9	Площадь выходного сечения насадка $f_1 = \frac{L_1^{сек}}{v_1}$	$\frac{1{,}39}{44{,}5} = 0{,}0312\ м^2$
10	Диаметр выходного сечения насадка $d_1 = 1{,}13\sqrt{f_1}$	$1{,}13\sqrt{0{,}0312} = 0{,}2\ м$
11	Площадь кольцевого сечения между стенкой смесительной камеры и соплом $f_2' = \frac{L_2^{сек}}{v_2}$	$\frac{1{,}39}{11{,}15} = 0{,}125\ м^2$
12	Площадь сечения в начале смесительной камеры $f_2 = f_1 + f_2'$	$0{,}0312 + 0{,}125 = 0{,}156\ м^2$

Продолжение табл. 16.4

№ п/п	Расчетная формула	Решение примера
13	Диаметр начала смесительной камеры $d_2 = 1{,}13\sqrt{f_2}$	$1{,}13\sqrt{0{,}156} = 0{,}446\ м$
14	Площадь горловины эжектора $f_3 = \frac{L_3^{сек}}{v_3'}$	$\frac{2{,}78}{27{,}8} = 0{,}1\ м^2$
15	Диаметр горловины эжектора $d_3 = 1{,}13\sqrt{f_3}$	$1{,}13\sqrt{0{,}10} = 0{,}357\ м$
16	Длина смесительной камеры $l_{кам} = 8\,(d_3 - d_1)$	$8\ (0{,}357 - 0{,}20) = 1{,}255\ м$
17	Сопротивление трению смесительной камеры $\Delta p_{кам} = \frac{R_2 + R_3}{2}\, l_{кам}$, где R_2 и R_3 — сопротивление трению в начале и в конце смесительной камеры в $кГ/м^2$ на 1 $м$ длины камеры (см. табл. 14.1)	$\frac{1{,}483 + 1{,}15}{2}\ 1{,}26 = 1{,}66\ кГ/м^2$
18	Диаметр устья диффузора d_4 принимается из условий скорости 4—8 $м/сек$	**Принимаем** 0,8 $м$
19	Скорость в устье диффузора $v_4 = \frac{L_3^{сек}}{0{,}785\, d_4^2}$	$\frac{2{,}78}{0{,}785\cdot0{,}8^2} = 5{,}6\ м/сек$
20	Длина диффузора $l_{диф} = 10\,(d_4 - d_3)$	$10\ (0{,}8 - 0{,}357) = 4{,}43\ м$
21	Сопротивление трению диффузора $\Delta p_{диф} = \frac{R_3 + R_4}{2}\, l_{диф}$, где R_4 — сопротивление трению в сечении конца диффузора в $кГ/м^2$ на 1 $м$ длины (см. табл. 14.1)	$\frac{1{,}15 + 0{,}036}{2}\ 4{,}43 = 2{,}62\ кГ/м^2$
22	Суммарное сопротивление напорной части эжектора $\Delta p_3' = \Delta p_{диф} + \Delta p_{кам} + \Delta p_{дин}$, где $\Delta p_{дин}$ — динамическое давление $= \left(\frac{v_4}{4}\right)^2$	$2{,}62 + 1{,}66 + \left(\frac{5{,}6}{4}\right)^2 = 6{,}24\ кГ/м^2$
23	Резервное давление (на трение) на случай установки выхлопной шахты $\Delta p_{рез}^{ш} = \Delta p_3 - \Delta p_3'$	$8 - 6{,}24 = 1{,}76\ кГ/м^2$
24	Высота сопла $\Gamma = 0{,}5 d_1$	$0{,}5\cdot0{,}2 = 0{,}1\ м$

* Коэффициент полезного действия диффузора является функцией сопротивлений всасывающего и напорного воздуховодов, а также функцией величины β. Чем меньше β, тем больше к. п. д. диффузора; на основании практических данных к. п. д. диффузора рекомендуется принимать $\eta_{диф} = 0{,}65$.

Продолжение табл. 16.4

№ п/п	Расчетная формула	Решение примера
25	Высота конфузора сопла $E = 2d_1$	$2 \cdot 0{,}2 = 0{,}4$ *м*
26	Радиус закругления напорного воздуховода при входе в приемную камеру $r = d_н$, где $d_н$ — диаметр напорного воздуховода	Принимаем 0,5 *м*
27	Скорость эжектирующего воздуха в напорном воздуховоде $v_н = \frac{L_1^{сек}}{0{,}785\, d_н^2}$	$\frac{1{,}9}{0{,}785\ (0{,}5)^2} = 7$ *м/сек*
28	Расстояние от центра напорного воздуховода до низа приемной камеры $З = d_н$	0,5 *м*
29	Длина конфузора приемной камеры $И = 2{,}5d_1$	$2{,}5 \cdot 0{,}2 = 0{,}5$ *м*
30	Высота приемной камеры $К = Ж + З = 2d_н$	$0{,}5 + 0{,}5 = 1$ *м*
31	Диаметр приемной камеры $Л = К = 2d_н$	$0{,}5 \cdot 2 = 1$
32	Длина диффузора приемной камеры $М = d_{вс}$, где $d_{вс}$ — диаметр всасывающего воздуховода	Принимаем 0,56 *м*
33	Скорость эжектируемого воздуха во всасывающем воздуховоде $v_{вс} = \frac{L_2^{сек}}{0{,}785\, d_{вс}^2}$	$\frac{1{,}39}{0{,}785\ (0{,}56)^2} = 5{,}7$ *м/сек*
34	Динамическое давление в кольцевом сечении камеры $\Delta p_{дин_2} = \left(\frac{v_2}{4}\right)^2$	$\left(\frac{11{,}15}{4}\right)^2 = 7{,}75$ *кГ/м²*
35	Вакуум в начале смесительной камеры $\Delta p_{вак} = \Delta p_2 + \Delta p_{дин_2}$	$20 + 7{,}75 = 27{,}75$ *кГ/м²*
36	Динамическое давление в выходном сечении насадка $\Delta p_{дин_1} = \left(\frac{v_1}{4}\right)^2$	$\left(\frac{44{,}5}{4}\right)^2 = 124$ *кГ/м²*
37	Полное давление у выхода из насадка $\Delta p_1 = \Delta p_{дин_1} - \Delta p_{вак}$	$124 - 27{,}75 = 96{,}25$ *кГ/м²*
38	Сопротивление напорной сети до насадка $\Delta p_{нап.\ сети}^{до\ нас.}$	По расчету воздуховодов 25,25 *кГ/м²* (табл. 14.1)
39	Полное давление, создаваемое вентилятором $\Delta p_{вен} = 1{,}15\, \Delta p_{дин_1} + \Delta p_{нап.сети}^{до\ нас.} - \Delta p_{вак}$	$1{,}15 \cdot 124 + 25{,}25 - 27{,}75 = 140$ *кГ/м²*
40	Статический к. п. д. эжектора $\eta_{ст} = \frac{L_2^{сек}(\Delta p_2 + \Delta p_3)}{L_1^{сек}\, \Delta p_1} 100\%$	$\frac{1{,}39\ (20 + 8)\ 100}{1{,}39\ (96{,}25)} = 29\%$

16.3. ЭЖЕКТОРЫ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ (С ПОБУЖДЕНИЕМ СЖАТЫМ ВОЗДУХОМ)

Эжекторы высокого давления, работающие на сжатом воздухе (рис. 16.3), наиболее часто применяются при объемах отсасываемого воздуха до 1000 *м³/ч*.

Скорость выхода воздуха из сопел эжекторов, работающих на воздухе давлением более 1 *кГ/см²*, принимается равной $v_1 = 320$ *м/сек*, а диаметр выходного отверстия сопла определяется по формуле

$$d_1 = 0{,}0584 \sqrt{G_1}\ мм. \qquad (16.1)$$

При этом диаметр в начале смесительной трубы равен

$$d_2 = \sqrt{(0{,}001 d_1 + 0{,}004)^2 + 1{,}085 \frac{G_2}{v_2}}\ м. \qquad (16.2)$$

Диаметр в конце смесительной камеры d_3 определяется по номограммам, приведенным на рис. 16.4 или 16.5. Величина d_3 зависит от суммарного количества перемещаемого воздуха G_3 и скорости воздуха в конце смесительной камеры v_3.

Скорости воздуха v_2, v_3 и коэффициент подмешивания β определяются по номограмме на рис. 16.6 исходя из суммарной потери давления в сети $p_{сум}$, *кГ/м²*.

Здесь G_1 — расход воздуха через сопло в *кг/сек*;
G_2 — расход удаляемого (подмешиваемого) воздуха в *кг/сек*:

$$G_2 = G_1 \beta; \qquad (16.3)$$

β — коэффициент подмешивания;
v_2 — скорость подмешиваемого потока.

При составлении номограмм принято:

а) давление сжатого воздуха перед эжектором 1 *кГ/см²* при $t = 18°$ С;

б) подвод эжектируемого воздуха производится по оси эжектора;

в) коническая форма сопла и диффузора с постоянным углом между образующими. Принятая форма сопла и диффузора проста в изготовлении, но несколько снижает к.п.д. эжектора по сравнению с эжектором, имеющим сопло Лаваля и диффузор с переменным углом раскрытия;

г) температура эжектируемого воздуха 16—25°.

Оптимальная длина смесительной камеры

$$l_{кам} = 8(d_3 - d_1). \qquad (16.4)$$

Диаметр выхлопной трубы за диффузором d_4 определяется исходя из скорости воздуха в выхлопном сечении v_4 4—15 *м/сек*:

$$d_4 = 1{,}04 \sqrt{\frac{G_3}{v_4}}. \qquad (16.5)$$

Оптимальная длина диффузора

$$l_{диф} = 8(d_4 - d_3). \qquad (16.6)$$

Расчет эжектора указан в примере 16.2.

Пример 16.2. Рассчитать эжектор, работающий на сжатом воздухе, для удаления воздуха $V_2 = 0{,}0416$ *м³/сек*. Сопротивление всасывающей сети $\Delta p_2 = 17$ *кГ/м²* и выхлопной трубы эжектора $\Delta p_3 = 17$ *кГ/м²*.

Температура удаляемого воздуха $t_2 = +16°$ С.

Решение. Вес удаляемого воздуха

$$G_2 = V_2 \gamma = 0{,}0416 \cdot 1{,}18 = 0{,}049\ кг/сек.$$

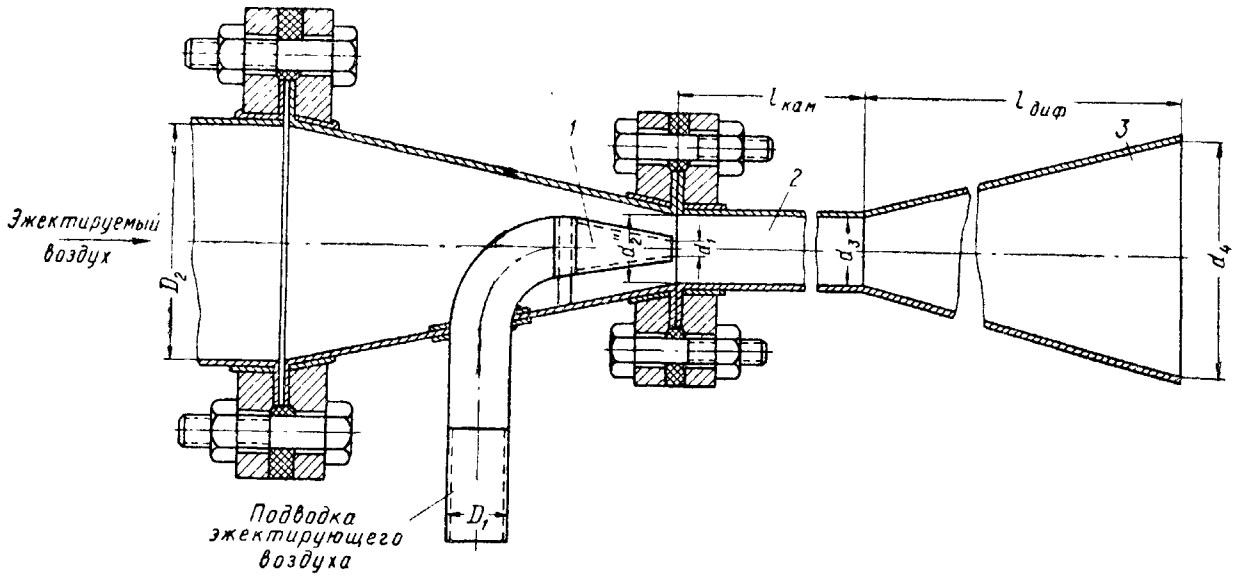


Рис. 16.3. Эжектор высокого давления

1 — насадка (сопло); *2* — смесительная камера; *3* — диффузор; D_1 — диаметр воздуховода эжектирующего воздуха; d_1 — диаметр выходного отверстия насадки (сопла); D_2 — диаметр воздуховода эжектируемого воздуха; d_2'' — диаметр в начале смесительной камеры; d_3 — диаметр в конце смесительной камеры; $l_{кам}$ — длина смесительной камеры; $l_{диф}$ — длина диффузора; d_4 — диаметр выхлопа диффузора

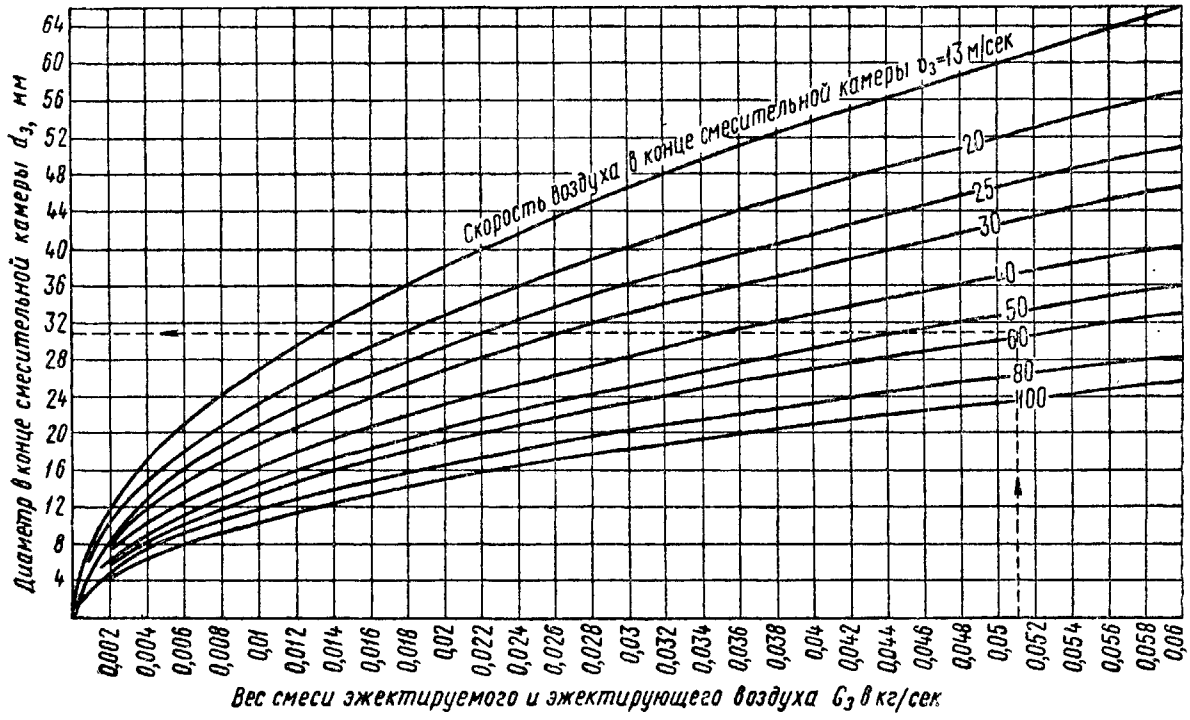


Рис. 16.4. Номограмма для определения диаметра в конце смесительной камеры d_3 при производительности эжектора до 200 $м^3/ч$

Суммарная потеря давления

$$p_{сум} = \Delta p_2 + \Delta p_3 = 17 + 17 = 34 \text{ кГ/м}^2.$$

По номограмме на рис. 16.6 определяем

$$v_2 = 46{,}8 \text{ м/сек}, \quad v_3 = 58{,}5 \text{ м/сек}, \quad \beta = 22{,}5.$$

Секундный расход эжектирующего воздуха определяем по формуле (16.3)

$$G_1 = \frac{G_2}{\beta} = \frac{0{,}049}{22{,}5} = 0{,}002 \text{ кг/сек}.$$

Общий вес смеси эжектирующего и эжектируемого воздуха

$$G_3 = G_1 + G_2 = 0{,}002 + 0{,}049 = 0{,}051 \text{ кг/сек}.$$

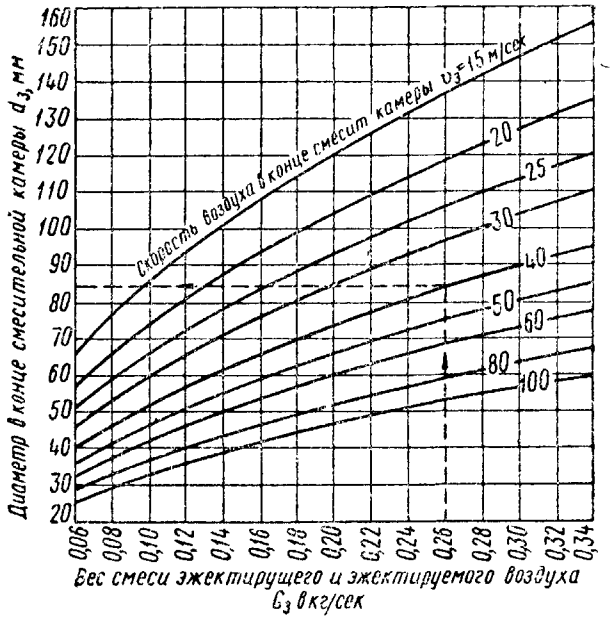


Рис. 16.5. Номограмма для определения диаметра в конце смесительной камеры d_3 при производительности эжектора от 200 до 1000 м³/ч

На основании полученных величин G_3 и v_3 по номограмме (рис. 16.4) определяем диаметр в конце смесительной камеры d_3=31 мм.

Диаметр выходного сечения сопла определяем по формуле (16.1)

$$d_1 = 0{,}0584 \sqrt{0{,}002} = 2{,}6 \text{ мм}$$

и диаметр в начале смесительной камеры по формуле (16.2)

$$_2 = \sqrt{(0{,}001 \cdot 2{,}6 + 0{,}004)^2 + 1{,}085 \frac{0{,}049}{46{,}8}} = 0{,}0335, \text{ или } 33{,}5 \text{ мм}.$$

Остальные величины определяем по формулам (16.4), (16.5) и (16.6):

$$l_{кам} = 8\,(31 - 2{,}6) \simeq 227 \text{ мм};$$

$$d_4 = 1{,}04 \sqrt{\frac{0{,}051}{5}} = 0{,}101 \text{ м}, \text{ или } 101 \text{ мм};$$

$$l_{диф} = 8\,(101 - 31) = 560 \text{ мм}.$$

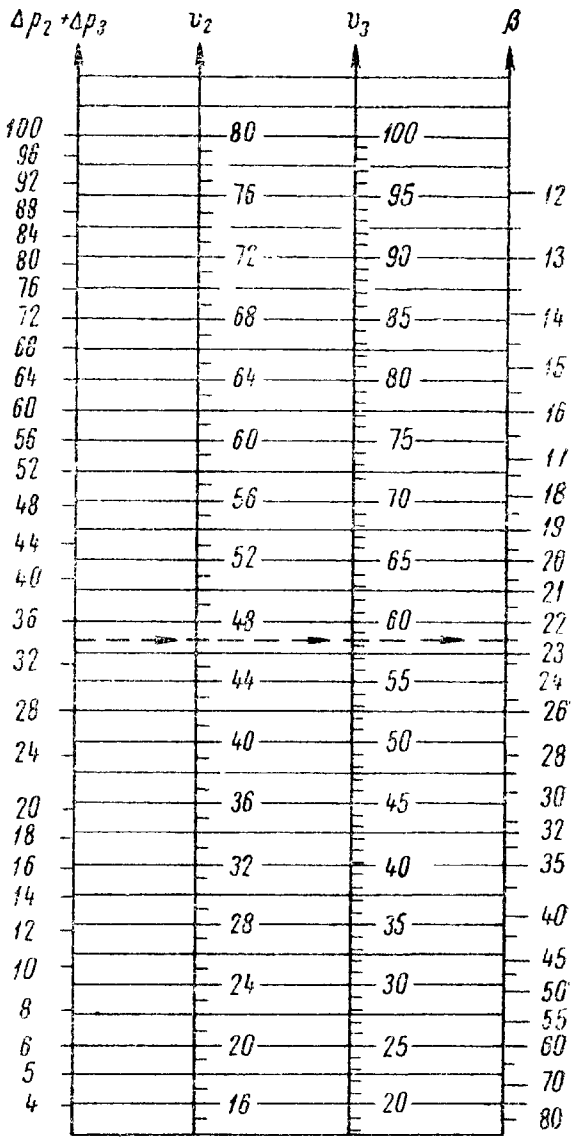


Рис. 16.6. Номограмма для определения скоростей v_2 и v_3 и коэффициента подмешивания β, где $\Delta p_2 + \Delta p_3$ — суммарная потеря напора в кГ/м²; Δp_2 — потери давления всасывающей сети; Δp_3 — потери давления за диффузором (в выхлопной трубе эжектора); v_2 — скорость подмешивания потока в м/сек; v_3 — скорость воздуха в конце смесительной камеры в м/сек; β — весовой коэффициент подмешивания

ГЛАВА 17

БОРЬБА С ШУМОМ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ УСТАНОВОК

17.1. ФИЗИЧЕСКИЕ И ФИЗИОЛОГИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЗВУКА И ШУМА

В акустике существуют две системы качественно-количественной оценки звука: физическая (объективные показатели) и физиологическая характеристики (статистические субъективные показатели). Физическая характеристика включает частоту и среднеквадратичное звуковое давление или его уровень. Физиологическая характеристика — это высота тона и его громкость или уровень громкости. Эквивалентом связи между физическими и физиологическими единицами измерения звука

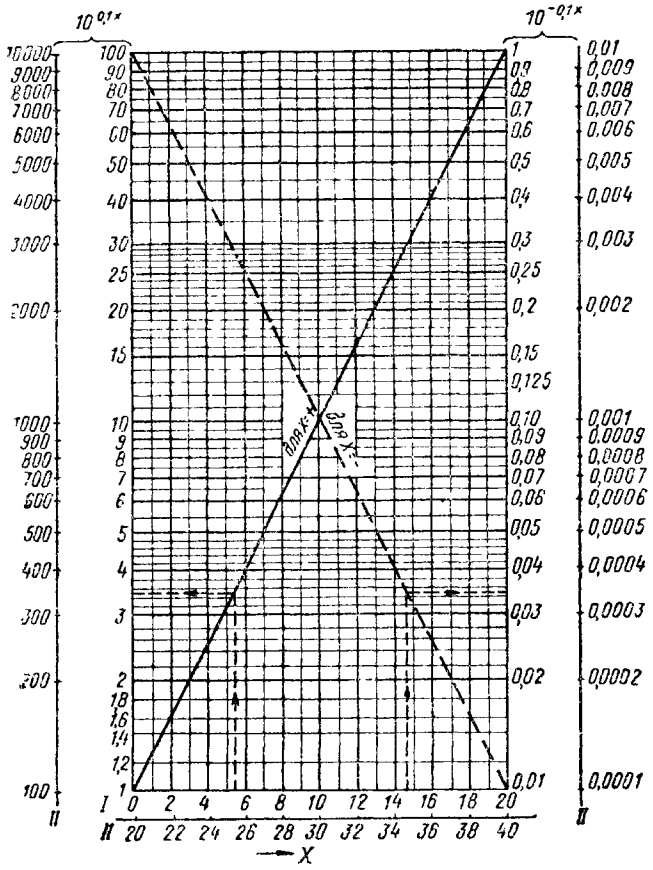


Рис. 17.1. График определения величины $10^{0,1x}$ и $10^{-0,1x}$

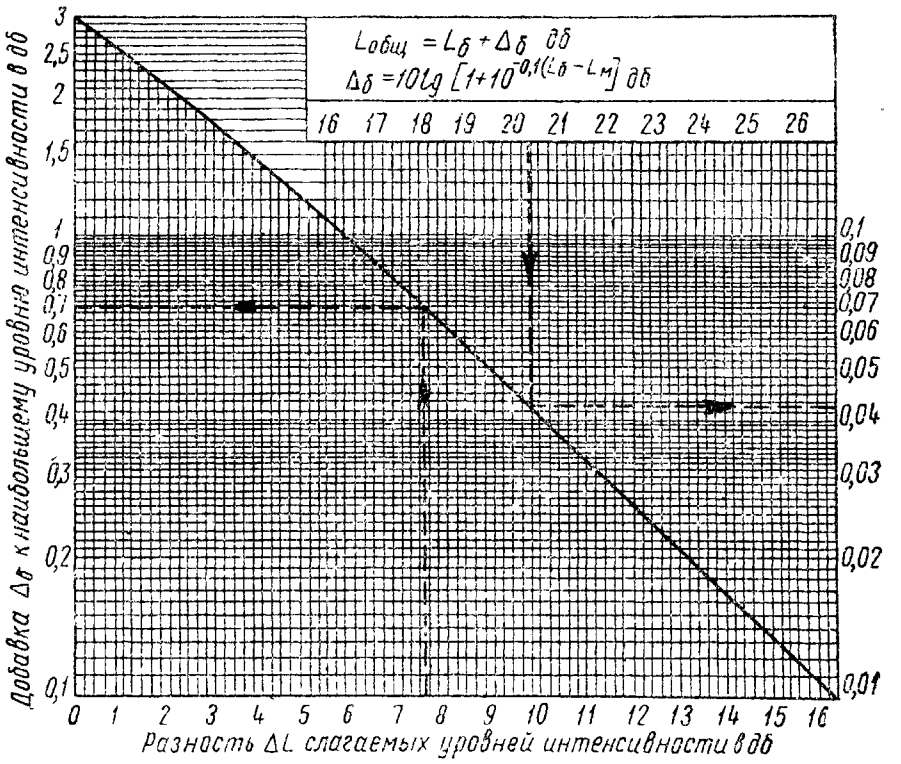


Рис. 17.2. Добавки к наибольшему из двух слагаемых уровней для получения их общего уровня

служит тон с частотой 1 000 *гц*, с уровнем которого сравниваются уровни звуковых давлений других равногромких звуков.

Физическими характеристиками шумов служат уровни среднеквадратичных звуковых давлений в полосах частот, отнесенные к среднегеометрическим частотам полос, на которые разделяют весь слуховой диапазон.

Графическое изображение этих физических характеристик шума носит название спектограммы шума. Для акустических расчетов вентиляционных систем и гигиенической оценки шумов пользуются октавными полосами частот.

Октавой называют полосу, конечная ($f_к$) частота которой в 2 раза, а среднегеометрическая $f_{ср.г}$ в 1,41 раза ($\sqrt{2}$) больше начальной ($f_н$), т. е.

$$\frac{f_к}{f_н} = 2;\ f_{ср.г} = \sqrt{f_к f_н} = 1{,}41\, f_н.$$

Некоторые приборы для анализа шумов имеют более узкие полосы, а именно: полуоктавные с $\frac{f_к}{f_н} = \sqrt{2}$ и третьоктавные $\frac{f_к}{f_н} = \sqrt[3]{2}$.

Для акустических расчетов и сопоставления с нормами шума уровни в голу- и третьоктавных полосах следует приводить к октавным путем суммирования интенсивностей в полосах, входящих в состав октавы, по формуле

$$L_с = L_б + 10 \lg (1 + 10^{-0,1\,\Delta}) = L_б + \Delta L\ дб, \quad (17.1)$$

где $L_с$ — суммарный уровень для каждой пары слагаемых уровней в *дб*;

$\Delta = L_б - L_м$ — разность между большим и меньшим слагаемыми уровнями;

ΔL — добавка к наибольшему уровню в *дб*.

Величины $\pm 0{,}1\,\Delta$ определять по рис. 17.1, а величину добавки ΔL — по графику на рис. 17.2.

Если все слагаемые уровни одинаковы, общий уровень будет равен:

$$L_{об} = L + 10 \lg n = L + \Delta L_n, \quad (17.2)$$

где L — один из одинаковых слагаемых уровней в *дб*;

n — число одинаковых слагаемых уровней;

ΔL_n — добавка к одному из слагаемых уровней.

Величины ΔL_n приведены в табл. 17.1.

Из табл. 17.1 видно, что если каждый из двух источников порознь создает в точке прослушивания одинаковый уровень звукового давления, то при одновременном излучении шума двумя источниками этот уровень увеличится только на 3 *дб*.

Таблица 17.1

Величины добавок к одному из одинаковых уровней звукового давления ΔL_n в *дб*

Число одинаковых слагаемых уровней звукового давления	2	3	4	5	6	7	8	9	10	15	20	25	30	40	50
	3	4,8	6	7	7,8	8,5	9	9,5	10	11,8	13	14	14,8	16	17

Физиологическими характеристиками шума являются его общая громкость в сонах или уровень громкости в фонах. На рис. 17.3 приведены кривые равной громкости для октавных полос шума. Для определения общей громкости шума S_o следует перевести с помощью графика рис. 17.2 октавные уровни звуковых давлений (*дб*) в октавные громкости (*сон*), затем суммировать громкости во всех октавных полосах и, отметив наибольшую из них $S_б$, определить общую громкость S_o по формуле

$$S_o = S_б + 0{,}3(\Sigma S - S_б) \quad сон. \qquad (17.3)$$

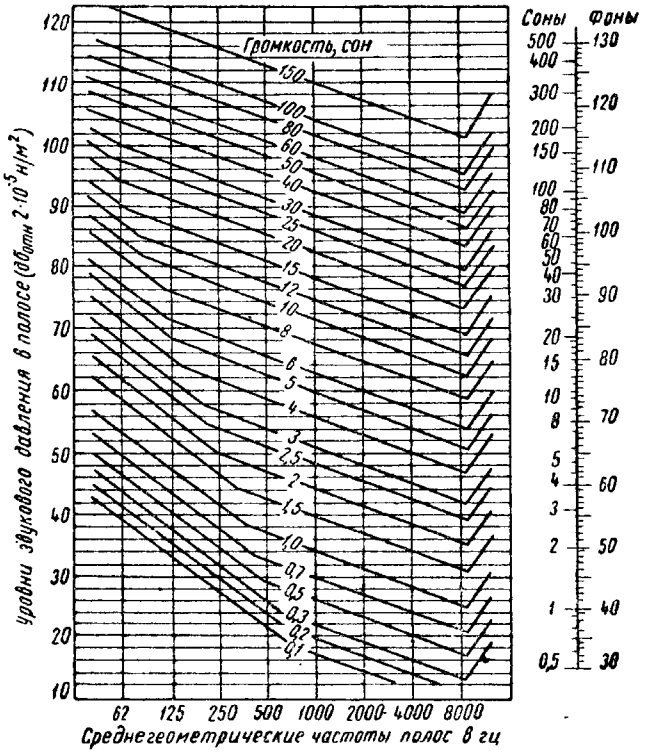


Рис. 17.3. График перевода уровней звукового давления в величины громкости

Отношение общих громкостей непосредственно указывает, во сколько раз уменьшился шум по восприятию.

Общий уровень громкости шума определяется формулой

$$L_{гр} = 40 + 33{,}33 \lg S_o \quad фон, \qquad (17.4)$$

$$\text{откуда } S_o = 2^{0{,}1\,(L_{гр}-40)} \quad сон.$$

Это означает, что каждому увеличению уровня громкости на 10 *фон* соответствует увеличение громкости в 2 раза.

А. УРОВНИ ЗВУКОВЫХ ДАВЛЕНИЙ, ИНТЕНСИВНОСТИ ЗВУКА И ЗВУКОВОЙ МОЩНОСТИ

Следует различать: октавные или полосовые уровни, характеризующие количество звуковой энергии в октаве или в полосе частот другой ширины; общие уровни, указывающие на суммарное количество звуковой энергии в спектре шума, т. е. во всем слуховом диапазоне; суммарные уровни, характеризующие количество звуковой энергии, излучаемой разными источниками, или общее количество звуковой энергии в данной точке, поступающее от разных источников шума.

Уровень звукового давления $L_д$ определяется равенством

$$L_д = 10 \lg \left(\frac{P}{P_o}\right)^2 = 20 \lg \frac{P}{P_o} \; дб. \qquad (17.5)$$

Уровень интенсивности $L_и$ звука соответственно равен:

$$L_и = 10 \lg \frac{I}{I_o} \; дб, \qquad (17.6)$$

а уровень звуковой мощности

$$L_м = 10 \lg \frac{W}{W_o} \; дб, \qquad (17.7)$$

где P_o — $2 \cdot 10^{-4}$ *дин/см²*; $2 \cdot 10^{-6}$ *кГ/м²* или $2 \cdot 10^{-5}$ *н/м²*;

I_o — 10^{-9} *эрг/см²·сек*, или 10^{-13} *кгм/м²·сек* $= 10^{-12}$ *вт/м²*;

W_o — 10^{-9} *эрг/см²·сек*, или 10^{-13} *кгм/м²·сек* $= 10^{-12}$ *вт/м²*.

Из формул (17.5), (17.6) и (17.7) следует, что разности двух уровней звуковых давлений L_1 и L_2, интенсивности или мощности соответствует определенное отношение их абсолютных величин.

Каждому удвоению звукового давления соответствует увеличение уровня давления на 6 *дб*, а каждому удвоению интенсивности звука или звуковой мощности — увеличение их уровня на 3 *дб*.

Изменение уровня звукового давления на 10 *дб* приблизительно соответствует изменению громкости в 2 раза.

Акустические расчеты вентиляционных систем проводят по энергии, т. е. по уровням интенсивности звука и звуковой мощности, однако непосредственно измеряемым показателем интенсивности, а следовательно, и мощности является уровень звукового давления, поэтому необходимо знать связь между этими уровнями. Связь эта определяется условиями распространения звуковых волн.

Если звуковые волны свободно распространяются в среде без отражений и проходят через точку пространства только в одном направлении, то

$$L_д = L_и + 10 \lg \frac{\rho c}{\rho_o c_o} + \Delta_н = L_м - 20 \lg r - 10 \lg \varphi + 10 \lg \frac{\rho c}{\rho_o c_o} + \Delta_н. \qquad (17.8)$$

Так как скорость звука возрастает с температурой, а плотность убывает, то в акустических расчетах вентиляционных установок поправкой на волновое сопротивление $10 \lg \frac{\rho c}{\rho_o c_o}$ можно пренебречь. Тогда

$$L_д = L_и + \Delta_н = L_м - 20 \lg r - 10 \lg \varphi + \Delta_н, \qquad (17.9)$$

где r — кратчайшее расстояние от источника шума до точки прослушивания в *м*;

φ — угол излучения звуковой мощности в стерадианах;

$\Delta_н = L_{изм} - L_д$ — показатель направленности излучения источником шума в *дб*, указывающий, на сколько децибел измеренный уровень звукового давления $L_{изм}$ в данной точке больше или меньше того уровня $L_д$, который был бы в этой точке при равномерном излучении той же звуковой мощности по всем направлениям.

Величину угла излучения следует принимать:

$\varphi=4\pi$ — при размещении источника вдали от ограничивающих плоскостей (вблизи от центра объема помещения или на высоте $h>r$ над уровнем земли), т. е. при излучении звука по сфере;

$\varphi=2\pi$ — при расположении источника вблизи центра ограничивающей плоскости (на полу или под потолком помещения, вблизи их центра или на земле при $r<h$), т. е. при излучении звука по полусфере;

$\varphi=\pi$ — при размещении источника в двухгранном углу (у пола или под потолком вблизи от центра одной из стен или на земле у здания при $r<h$), т. е. при излучении звука по $^1/_4$ сферы;

$\varphi=\frac{\pi}{2}$ — если источник размещен в трехгранном углу (у потолка или пола в углу помещения), т. е. при излучении звука по $^1/_8$ площади сферы.

В акустических расчетах вентиляционных систем можно принимать показатель направленности для насадков и решеток $\Delta_н=5$ *дб*.

Если звуковые волны распространяются по каналам, то связь между уровнем звукового давления, интенсивностью звука и звуковой мощностью, пренебрегая поправкой на волновое сопротивление, определяется равенством

$$L_д = L_и = L_м - 10 \lg F, \qquad (17.10)$$

где F — площадь поперечного сечения каналов в $м^2$ при измерении звуковой мощности в *кгм/сек* или *вт*.

При распространении звука в помещениях, когда звуковые волны, отраженные от ограждений, проходят через точку прослушивания со всех возможных направлений, создавая в ней некоторую плотность звуковой энергии,

$$L_д = L_и + 6 + \Delta = L_м - 10 \lg A + 6 + \Delta \ дб, \qquad (17.11)$$

где $A=\Sigma S\alpha_p\left(1+\frac{\tau}{\alpha_p}\right)$ — звукопоглощение ограждениями помещения* в $м^2$;

S — площадь отдельных ограждений — стен, окон, пола и потолка в $м^2$;

α_p и τ — реверберационный коэффициент звукопоглощения ограждений и их коэффициент звукопроводности;

$\Delta=10 \lg\left(1+\frac{0{,}1\Delta_н}{4\varphi r^2}\right)$ — поправка на расстояние от источника, учитывающая увеличение звукового давления вблизи от источника за счет прямой энергии, в *дб*;

φ — угол излучения в *стер***. На расстояниях от источника $r\geqslant\sqrt{\frac{2A\cdot 10^{0{,}1\Delta_н}}{\varphi}}$ значением Δ можно пренебрегать.

При τ, значительно меньшем α_p

$$A \approx \Sigma S\alpha_p \ ***.$$

Для незаполненных помещений с соотношением размеров не более 1 : 1,5 : 2 звукопоглощение в них приближенно можно определять по формуле

$$A = 6\,\alpha_{ср}\sqrt[3]{V^2}\ м^2, \qquad (17.12)$$

где V — внутренняя кубатура помещения в $м^3$;

$\alpha_{ср}$ — осредненный реверберационный коэффициент звукопоглощения, принимаемый для частот: 63 и 125 *гц* $\alpha_{ср}=0{,}04$; 250 и 500 *гц* $\alpha_{ср}=0{,}06$; 1000 и 2000 *гц* $\alpha_{ср}=0{,}07$; 4000 и 8000 *гц* $\alpha_{ср}=0{,}08$;

Б. НОРМИРОВАНИЕ ШУМОВ

Уровни звуковых давлений шумов, создаваемых в помещениях и проникающих извне, в том числе и от

Таблица 17.2

Предельно допустимые уровни звукового давления в октавных полосах шума со сплошным спектром, действующего в течение более 4 *ч* в смену

Место возникновения шума	Среднегеометрические частоты октавных полос в *гц*							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Шумы, проникающие извне в помещения, находящиеся на территории промышленных предприятий:								
а) конструкторские бюро, комнаты расчетчиков и программистов счетно-электронных машин, помещения в лабораториях для обработки экспериментальных данных и лабораториях без собственных источников шума	71	61	54	49	45	42	40	38
б) здравпункты и заводоуправления	79	70	63	58	55	52	50	49
Шумы, возникающие внутри помещений и проникающие в помещения, находящиеся на территории промышленных предприятий:								
а) помещения счетно-электронных машин и участка точной сборки	79	70	63	58	55	52	50	49
б) помещения лабораторий, кабины наблюдения и дистанционного управления	94	87	82	78	75	73	71	70
в) рабочие места в производственных помещениях и на территории промпредприятий*	103	96	91	88	85	83	81	80
Шумы, возникающие снаружи на расстоянии 2 *м* от ограждающих конструкций жилых и общественных зданий:								
а) располагаемых в населенных местах:								
днем с 8 до 23 *ч*	75	65	58	53	50	47	45	43
ночью с 23 до 8 *ч*	63	57	49	44	40	37	35	33
б) располагаемых в санитарно-защитных зонах:								
днем с 8 до 23 *ч*	79	70	63	58	55	52	50	40
ночью с 23 до 8 *ч*	71	61	54	49	45	42	40	38

* Строка отменена приказом Госстроя. Уровни принимать по нормам 205—56 МЗ СССР.

Примечание. В зависимости от характера шума и длительности его воздействия к табличным величинам вносятся поправки согл. табл. 17.4.

* Единицу измерения звукопоглощения иногда называют сэбином. Один сэбин равен поглощению площадью в 1 $м^2$ с коэффициентом звукопоглощения, равном единице. Это приблизительно соответствует поглощению открытым окном площадью 1 $м^2$.

** Величину $10^{0{,}1\Delta}$ можно определить по графику рис. 17.1.

*** Точнее, $A=\frac{\Sigma S\alpha_p}{1-\alpha_p}$. Но для акустически необработанных помещений влиянием $(1-\alpha_p)$ можно пренебречь

вентиляторных установок, не должны превышать предельно допустимых октавных уровней, установленных санитарными нормами или рекомендуемых практикой эксплуатации этих помещений.

В СССР на 1 января 1969 г. действуют следующие нормативы: «Санитарные нормы проектирования промышленных предприятий» № 245—63 Госстроя СССР, «Санитарные нормы допустимого шума в жилых зданиях» № 535—65 Минздрава СССР и «Временные нормы и правила по ограничению шума на производстве» № 205—56 Минздрава СССР, действительные только в части нормирования шума на рабочих местах. Согласно последним предельно допустимые уровни в октавных полосах для принятого в нормах СН 245—63 порядка частот составляют 98; 93; 88; 83; 78; 73; 68; 68 *дб*. В табл. 17.2 приведены нормы СН 245—63 для производственных помещений. Для помещений общественного и коммунального назначения и зрелищных предприятий в СССР пока не установлено официальных норм, поэтому в табл. 17.3 приведены рекомендуемые октавные уровни звукового давления.

Таблица 17.3

Предельно допустимые уровни звукового давления шума, проникающего в помещения больниц, санаториев, детских учреждений и общественных зданий

Назначение помещений	Время в *ч*	Среднегеометрические частоты октавных полос в *гц*							
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
1. Палаты, кабинеты врачей больниц, санаториев и операционные больниц	С 7 до 23	55	44	35	29	25	22	20	18
	» 23 » 7	51	39	31	24	20	17	14	13
2. Спальные детских учреждений и школ-интернатов	» 7 » 23	63	52	45	39	35	32	30	28
	» 23 » 7	55	44	35	29	25	22	20	18
3. Территории больниц и санаториев	» 7 » 23	63	52	45	39	35	32	30	28
	» 23 » 7	59	48	40	34	30	27	25	23
4. Читальные и конференц-залы, зрительные залы в театрах, клубах, кино	—	59	48	40	34	30	27	25	23
5. Классы и аудитории в школах и учебных заведениях	—	63	52	45	39	35	32	30	28
6. Кабинеты и рабочие помещения в административных зданиях	—	67	57	49	44	40	37	35	33
7. Операционные залы почт, телеграфов и банков, залы кафе, столовых, ресторанов, фойе театров и кинотеатров	—	71	61	54	49	45	42	40	38
8. Торговые залы магазинов и спортзалы	—	75	66	59	54	50	47	45	43
9. Пассажирские залы вокзалов и аэропортов	—	79	70	63	58	55	52	50	49
10. Узлы телефонной, радио- и радио-телефонной связи и диспетчерские пульты централизованного управления	—	75	66	59	54	50	47	45	43

Примечания: 1. Допускается превышение величин, указанных в таблице, но не более чем на 5 *дб* в любой однооктавной полосе.

2. В зависимости от характера шума и суммарного времени его воздействия в пп. 1—3 таблицы, за исключением операционных в больницах, следует вносить поправки согласно табл. 17.4 а, причем время воздействия шума должно быть обосновано специальным расчетом или подтверждено технической документацией; в пп. 4—8 допускается вносить поправки только на шум городского транспорта; в п. 10 поправки не вносятся.

Таблица 17.4

Поправки к предельно допустимым уровням шума, указанным в табл. 17.2

Воздействующий фактор	Поправки в *дб*
Шум импульсный и тональный	—5
Продолжительность шума только в дневное время в *ч*:	
4 и более	0
1,5	+5
0,75	+10
0,5	+15
0,25	+20
Шум городского транспорта:	
на жилой улице	0
» районной магистрали	+5
» автодороге	+10

Таблица 17.4а

Поправки к предельно допустимым уровням, указанным в табл. 17.3

Воздействующий фактор	Характер шума	
	тональный	импульсный
Непрерывно или прерывисто с суммарным временем воздействия в смену в *ч*:		
4 и более	0	—5
1,5	+5	0
0,75	+10	+5
0,5	+15	+10
0,25 и более	+20	+15

17.2. ИСТОЧНИКИ ШУМА И СПОСОБЫ БОРЬБЫ С НИМ

А. ИСТОЧНИКИ ШУМА В СИСТЕМАХ ВЕНТИЛЯЦИИ

В системах механической вентиляции основным источником шума является вентиляторная установка, кроме того, шум образуется при движении воздуха как в прямых участках каналов, так и в соединительных частях — поворотах, разветвлениях, изменениях сечений, а также в приточных и вытяжных насадках.

Вентиляционный агрегат генерирует шум механического и аэродинамического происхождения. В агрегатах с подшипниками качения при окружных скоростях концов лопаток более 15 *м/сек* обычно превалирует аэродинамический шум. Звуковая мощность аэродинамического шума вентилятора зависит от его типа, размеров, конструкции, числа оборотов и режима работы, т. е. положения на кривой подача—давление точки ее пересечения с аэродинамической характеристикой сети. При работе агрегата на режиме максимума коэффициента полезного действия звуковая мощность для большинства вентиляторов минимальна. У осевых вентиляторов минимум звуковой мощности, кроме того, зависит от угла установки лопаток. Оптимальный угол соответствует максимуму огибающей кривых наибольшего к.п.д. при разных углах установки лопаток.

Для центробежных вентиляторов звуковая мощность, излучаемая на стороне нагнетания, несколько больше, чем на стороне всасывания.

Спектр аэродинамического шума вентиляторов состоит почти из всех частот слухового диапазона. При этом чем больше число оборотов вентилятора, тем больше перемещается максимум интенсивности в спектре в сторону более высоких частот. Звуковая мощность механического шума вентиляторных агрегатов зависит от типа подшипников, числа оборотов и жесткости кожуха вентилятора. При жестком кожухе замена подшипников качения на подшипники скольжения уменьшает уровень шума, излучаемого в помещение, где расположен вентилятор, на 10—15 *дб*. Шумообразование в элементах вентиляционной сети при практически применяемых скоростях движения воздуха создает уровни звуковой мощности значительно меньше уровня аэродинамического шума незаглушенного вентилятора.

Б. ШУМОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВЕНТИЛЯТОРНЫХ И НАСОСНЫХ УСТАНОВОК

Общий уровень звуковой мощности аэродинамического шума вентиляторов, если он не указан в паспорте завода-изготовителя [1], определяется по формуле

$$L_{о.в} = L_о + 10 \lg Q + 25 \lg H + \Delta L_р \ дб, \quad (17.13)$$

где $L_{о.в}$ — общий уровень звуковой мощности в *дб* относительно 10^{-13} *кгм/сек* или 10^{-12} *вт*;
Q — секундная подача в $м^3/сек$;
H — полное давление в $кГ/м^2$;
$\Delta L_р$ — поправка на отклонение режима работы от режима максимума к. п. д. в *дб*;
$L_о$ — постоянная для данной серии подобных вентиляторов.

Значения $L_о$ и $\Delta L_р$ приведены в табл. 17.5.

[1] Согласно ГОСТ 11870—66 «Шумовые характеристики и методы их определения», технические паспорта машинных агрегатов должны содержать их шумовые характеристики.

Таблица 17.5

Значения $L_о$ и $\Delta L_р$ для вентиляторов

Сторона	Класс и серия вентиляторов									
	Осевые		Центробежные							
	МЦ-4		Ц9-55		ВР, ВРС		ВВД		Ц4-70 и Ц4-76	
	$L_о$	$\Delta L_р$	$L_о$	$\Delta L_р$	$L_о$	$\Delta L_р$	$L_о$	$\Delta L_р$	$L_о$	$\Delta L_р$
Всасывания	44	+2	44	0	40	0	40	+2	34	+5
Нагнетания	44	+2	48	+5	44	+5	48	+2	38	+5

Величины $\Delta L_р$ в табл. 17.5 указаны при изменении подачи на ±40% от подачи на режиме максимума к.п.д. Относительный спектр [1] звуковой мощности аэродинамического шума вентилятора, т. е. скидка с общего уровня звуковой мощности для получения октавных уровней мощности, может быть принят в зависимости от числа оборотов вентилятора по табл. 17.6.

Таблица 17.6

Относительный спектр звуковой мощности аэродинамического шума вентиляторов в *дб*

Класс	Рабочее число *об/мин*	Среднегеометрические частоты октавных полос в *гц*							
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Центробежные	180—350	6	9	13	17	21	26	30	36
	350—700	3	6	9	13	17	21	26	30
	700—1400	13	3	6	9	13	17	21	26
	1400—2800	20	13	3	6	9	13	17	21
Осевые 4-лопастные	960	7	6	5	5	5	10	16	23
	1400	10	7	5	5	5	7	10	16

Уровень звуковой мощности аэродинамического шума вентиляторов может быть уменьшен подбором наименее шумного режима работы — до 5 *дб*; выбором менее шумной серии — 5—10 *дб*; уменьшением скоростей в воздуховодах на 6—7 *дб*, децентрализацией систем общеобменной вентиляции с уменьшением протяженности сети до 10 *дб*.

Общий уровень звуковой мощности механического шума вентилятора, излучаемого в помещение, где расположен вентиляторный агрегат, определяется по приближенной формуле

$$L_{м.в} = 35 + 23 \lg n + 43 \lg D \ дб, \quad (17.14)$$

где $L_{м.в}$ — общий уровень звуковой мощности в *дб* относительно 10^{-13} *кгм/сек* или 10^{-12} *вт*;
n — рабочее число оборотов вентилятора в 1 *мин*;
D — диаметр колеса вентилятора в *м*.

Относительный спектр звуковой мощности механического шума вентилятора может быть принят по табл. 17.6. При установке в помещении нескольких агрегатов суммарный уровень звуковой мощности можно определять по формуле (17.1) и графику рис. 17.1.

[1] Относительным спектром называют разность общего и октавного уровней.

Для насосных агрегатов общий уровень звуковой мощности механического шума, излучаемого в помещение, можно определять по формуле

$$L_{м.н} = 18 + 10 \lg N + 20 \lg n \ дб, \qquad (17.15)$$

где $L_{м.н}$ — уровень звуковой мощности относительно 10^{-13} *кгм/сек* или 10^{-12} *вт*;

N — номинальная мощность электродвигателя в *квт*;

n — рабочее число оборотов электродвигателя в 1 *мин*.

Относительный спектр звуковой мощности механического шума насосных агрегатов, т. е. скидка с общего уровня звуковой мощности в *дб*, может быть принят по табл. 17.7.

Таблица 17.7

Относительный спектр звуковой мощности механического шума насосов в *дб*

Рабочее число в *об/мин*	Среднегеометрические частоты октавных полос в *гц*							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
1400	8	3	8	13	18	23	28	33
2900	18	8	13	8	13	18	23	28

Источником шума в помещении может быть транзитный воздуховод. Излучаемый им уровень звуковой мощности определяется так:

$$L_{м.тр} = L_{м.н} - 10 \lg \left(1 + \alpha \cdot 10^{0,1 \Delta L_{из}}\right) + \delta \ дб, \qquad (17.16)$$

где $L_{м.н}$ — уровень звуковой мощности в *дб* относительно 10^{-13} *кгм/сек* или 10^{-12} *вт* в сечении воздуховода на вводе в помещение считая по ходу звуковой волны;

$\Delta L_{из}$ и α — звукоизолирующая способность стенок воздуховода в *дб* и коэффициент звукопоглощения его внутренних поверхностей;

где $\delta = 10 \lg (1 - 10^{-0,1 \Delta L_{пот}})$;

$\Delta L_{пот}$ — потери звуковой мощности по длине воздуховода

при $\Delta L_{пот} \geqslant 10$ величиной δ можно пренебречь;

при $\Delta L_{пот} = 0$ излучаемая звуковая мощность равна нулю.

Потери звуковой мощности при ее прохождении через стенки воздуховодов можно оценить формулой

$$\Delta L_{прох} = 17 \cdot 10^{-0,1 \Delta L_{из}} \ дб \text{ на длине } D_г. \qquad (17.17$$

Для металлических неизолированных воздуховодов эти потери можно учитывать только для низких частот, принимая их на длине $D_г$ равными:

при 63 *гц* $\Delta L_{прох} = 0{,}30$ *дб*;

при 125 *гц* $\Delta L_{прох} = 0{,}15$ *дб*;

при 250 *гц* $\Delta L_{прох} = 0{,}05$ *дб*.

Для кирпичных, бетонных и асбестоцементных каналов ими можно пренебречь. Потери поглощением (табл. 17.17).

Пример 17.1. Найти уровень звуковой мощности, излучаемой транзитным воздуховодом сечением 500×500 *мм* и длиной 5 *м* при звукоизолирующей способности стенок 10 *дб* и коэффициенте звукопоглощения 0,01, если уровень звуковой мощности в начальном сечении равен 96 *дб*, а потери по длине — 2 *дб*.

Решение. При $\Delta L_{пот} = 2$ *дб* по формуле (17.16) найдем $\delta = 10 \lg (1 - 10^{-0,1 \cdot 2}) = -4{,}3$ *дб*, $L_{м.тр} = 96 - 10 \lg (1 + 0{,}01 \cdot 10) - (-4{,}3) = 91{,}3 \approx 91$ *дб*.

Если транзитный воздуховод проходит через шумное помещение, то звуковая энергия, поступающая через его стенки внутрь воздуховода, создаст в его начальном и конечном сечениях уровни звуковой мощности, приблизительно равные:

$$L_{м.возд} = L_д + 10 \lg F - 10 \lg \left[\left(\alpha + 2\frac{F}{pl}\right) \times 10^{0,1 \Delta L_{из}}\right] - 6 \ дб, \qquad (17.18)$$

где $L_д$ — уровень звукового давления в шумном помещении в *дб*;

l, p и F — длина в *м*, периметр в *м* и площадь поперечного сечения воздуховода в $м^2$.

Пример 17.2. Транзитный воздуховод, указанный в примере 17.1, проложен в шумном помещении с уровнем звукового давления 110 *дб*. С каким уровнем звуковой мощности в начальном и конечном сечениях будет распространяться шум по воздуховоду при выключении вентиляции?

Решение. Согласно формуле (17.18) при выключенной вентиляции

$$L_{м.возд} = 110 + 10 \lg 0{,}25 - 10 \lg \left[\left(0{,}01 + \frac{2 \cdot 0{,}25}{2 \cdot 5}\right) 10\right] - 6 = 100{,}2 \ дб.$$

В. ПУТИ РАСПРОСТРАНЕНИЯ ШУМА И СПОСОБЫ БОРЬБЫ С НИМ

Шумы, создаваемые вентиляторными установками, могут передаваться тремя путями: непосредственно по воздушной среде, через преграду, отделяющую шумную среду от менее шумной, и по материалу вибрирующих воздуховодов или строительных конструкций.

Поэтому борьба с шумом осуществляется различными способами: при передаче по воздуху — звукопоглощением, при передаче через преграду — звукоизоляцией, при распространении по материалу — виброизоляцией или вибропоглощением.

Эти способы требуют применения качественно разных материалов: легких и пористых, с открытыми порами — для звукопоглощения; тяжелых и плотных, с закрытыми порами — для звукоизоляции; упругих и вязких (с большим трением) — для виброизоляции или вибропоглощения.

Могут быть рекомендованы следующие мероприятия по борьбе с шумом вентиляторных установок. Если установка размещена в обслуживаемом ею помещении, то для уменьшения шума в этом помещении следует установить глушители аэродинамического шума на магистральных участках сети, заключить вентилятор в кожух (камеру), отделить патрубки вентилятора от присоединяемых воздуховодов гибкими вставками, жестко закрепив концы присоединяемых воздуховодов к строительным конструкциям.

При прослушивании шума в помещениях, не обслуживаемых вентиляторной установкой и далеко расположенных от нее, следует виброизолировать установку, смонтировав ее на амортизаторах. Если шум прослушивается в помещениях, смежных с расположением вентиляторной установки, но не обслуживаемых ею, следует в первую очередь виброизолировать установку, а если этого недостаточно, — облицевать помещение вентиляторной установки звукопоглощающими материалами или увеличить звукоизоляцию стены, разделяющей эти помещения. В тех случаях, когда шум в помещении создается транзитным воздуховодом, нужно звукоизолировать его. Если же шум технологического оборудования передается по вентиляционному каналу в другие помещения, следует на ответвлении к шумному помещению установить глушитель воздушного шума.

Г. ЗВУКОИЗОЛЯЦИЯ ВЕНТИЛЯТОРНЫХ УСТАНОВОК

Звукоизолирующие устройства применяются для воспрепятствования распространению звуковых волн по

воздушной среде. Такими устройствами являются ограждающие конструкции вентиляционных камер, кожухи, укрывающие вентиляторную установку, стенки каналов, отделяющие шумную среду внутри воздуховодов от окружающего воздуха. Звуки высоких частот изолируются преградой больше, чем низкочастотные звуки. Поэтому достаточность звукоизоляции от вентиляторных шумов следует проверять главным образом для низкочастотных составляющих в спектре шума — обычно для среднегеометрической частоты 125 *гц*. Ослабление шума преградой оценивают ее звукоизолирующей способностью $\Delta L_{из}$ в *дб* или коэффициентом звукопроводности. Обе величины связаны равенством

$$\Delta L_{из} = 10 \lg \frac{1}{\tau}\ дб \text{ или } \tau = 10^{-0{,}1 \Delta L_{из}}\ дб, \quad (17.19)$$

где

τ — коэффициент звукопроводности.

Величины звукоизолирующей способности для среднегеометрических частот октав следует принимать по экспериментальным данным. В табл. 17.8 приведены осредненные частотные характеристики звукоизолирующей способности некоторых конструкций. Для вентиляционных камер и кожухов среднюю звукоизолирующую способность приближенно можно определить при весе единицы поверхности до 200 *кг/м²* по формуле

$$\Delta L_{из.ср} = 13{,}5 \lg P + 13\ дб, \quad (17.20)$$

где

P — вес единицы поверхности конструкции без учета веса ребер и других местных утолщений в *кг/м²*.

Для получения частотной характеристики звукоизолирующей способности следует полученную величину уменьшить или увеличить согласно табл. 17.9.

Таблица 17.8

Частотные характеристики звукоизолирующих конструкций

Наименование	Конструкция	Толщина в *мм*	Общий вес в *кг/м²*	Среднегеометрические частоты октавных полос в *гц*							
				63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Стены	Кирпичная кладка в ½ кирпича со штукатуркой	140	280	32	38	42	42	44	53	59	63
	То же, в 1 кирпич	260	470	36	41	44	46	50	55	60	65
	» в 1½ кирпича	410	750	42	45	47	50	53	57	62	67
	» в 2 кирпича	530	950	45	46	49	55	58	64	70	76
	Железобетон	100	250	32	38	41	44	50	51	62	67
	Керамзитобетон	80	80	28	33	34	41	46	52	57	59
	Шлакобетон армированный	40	70	26	30	35	38	40	47	52	55
	Асбестоцемент	6	12	20	25	28	30	32	35	32	34
	Фанера	6	4	10	14	15	18	20	22	24	26
	Стальной лист	2	16	16	20	24	30	34	38	42	46
Перекрытия	Линолеум по полутвердой древесноволокнистой плите на ребристой железобетонной плите 30/100 ребрами вниз Упругие прокладки по ребрам Ребристая железобетонная плита 30/100 ребрами вверх	100 20 100	300	30	30	40	45	58	61	65	68
	Доски вшпунт 40 *мм*, по лагам 50 *мм* Упругие прокладки под лаги Железобетонная прокатная плита 30/100 с гипсовой стяжкой	20 20 100	280	30	32	37	47	58	63	66	68
Перекрытия	Паркет на мастике Пергамин на мастике по шлакобетонным плитам Древесноволокнистая плита по шлаковой засыпке Железобетонная плита	20 50 55 120	300	34	34	39	49	60	65	65	67

Примечания: 1. Практически одинаковые конструкции могут иметь разброс в звукоизолирующей способности до 5 *дб*.

2. При выполнении звукоизолирующих стен из кирпичной кладки в рабочих чертежах указывать на необходимость тщательного заполнения швов раствором.

Таблица 17.9

Величины добавок и скидок к средней звукоизолирующей способности для получения ее частотной характеристики

Среднегеометрические частоты октавных полос в *гц*	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Скидка (—) или добавка (+)	—12	—8	—4	0	+5	+10	+15	+20

Если преграда состоит из двух элементов с разной звукопроводностью (например, стена с дверью), то ее общая звукоизолирующая способность $\Delta L_{об}$ всегда будет меньше наибольшей звукоизолирующей способности составляющих элементов:

$$\Delta L_{об} = \Delta L_1 - 10 \lg \left[S_1/S_0 + S_2/S_0 \cdot 10^{0{,}1\,(\Delta L_1 - \Delta L_2)}\right]\ дб, \quad (17.21)$$

где

$S_0 = S_1 + S_2$ — общая площадь преграды и площади составляющих элементов в $м^2$;

$\Delta L_1 > \Delta L_2$ — звукоизолирующие способности составляющих элементов в *дб*.

Обычно принимают $\Delta L_1 - \Delta L_{об}$ не более 5 *дб*.

В табл. 17.10 приведены средние звукоизолирующие способности дверей некоторых конструкций.

Таблица 17.10

Средние звукоизолирующие способности дверей некоторых конструкций

Конструкция двери	Толщина в *мм*	Вес в *кг/м²*	Средняя звукоизолирующая способность в *дб*
Одинарная щитовая из клееных реек с облицовкой 4-*мм* фанерой	40	22	23
Одинарная из трех слоев досок 20+30+20 *мм* с прокладками из 4-*мм* асбестокартона и облицовкой листовой сталью 0,5 *мм* по войлоку, смоченному в глине	90	70	35
Двойная щитовая из клееных реек с облицовкой 4-*мм* фанерой с воздушной прослойкой 300 *мм* между полотнами	2×40	2×22	33

Следует отличать звукоизолирующую способность преград от создаваемой ею звукоизоляции. Последняя, как правило, меньше звукоизолирующей способности.

Звукоизоляцией, точнее, эффективностью изоляции, называют разность уровней звуковых давлений в помещениях, разделенных преградой, из которых одно шумное, а другое тихое, без источников шума. Звукоизоляция определяется равенством

$$L_{ш} - L_{т} = \Delta L_{из} - 10 \lg \frac{S}{A_{т}} \text{ дб}, \qquad (17.22)$$

где
$L_{ш} - L_{т}$ — разность уровней звуковых давлений в шумном и тихом помещении в *дб*;
S — площадь преграды, разделяющей эти помещения, в *м²*;
$A_{т} = \Sigma S_{n} \alpha_{n}$ — звукопоглощение в тихом помещении в *м²*;
S_{n} и α_{n} — площади в *м²* ограждающих конструкций тихого помещения и реверберационные коэффициенты звукопоглощения их внутренних поверхностей.

Величины реверберационных коэффициентов звукопоглощения приведены в табл. 17.11.

Если вентиляционный агрегат заключен в звукоизолирующий кожух, то эффективность звукоизоляции кожуха $\Delta L_{эф}$ определяется разностью уровней звуковых давлений, создаваемых в помещении до и после устройства кожуха. Эта разность численно равна разности уровней звуковых мощностей, излучаемых источником шума без кожуха и стенками кожуха, и составляет

$$\Delta L_{эф} = L_{б.к} - L_{с.к} = 10 \lg \left(1 + \alpha \cdot 10^{0{,}1 \Delta L_{из}}\right) \text{ дб}, \qquad (17.23)$$

где
$L_{б.к}$, $L_{с.к}$ — уровни звуковых давлений в помещении до и после устройства кожуха в *дб*;
α и $\Delta L_{из}$ — реверберационный коэффициент звукопоглощения кожуха и его звукоизолирующая способность в *дб*, осредненные по площади для всех поверхностей кожуха.

Пример 17.3. Определить эффективность звукоизоляции кожуха со звукоизолирующей способностью 20 *дб* и коэффициентом звукопоглощения внутренней облицовки 0,2 на частоте 125 *гц*.

Решение. Согласно формуле (17.23)

$$\Delta L_{эф} = 10 \lg (1 + 0{,}2 \cdot 10^{2}) = 13{,}25 \approx 13 \text{ дб}.$$

Д. ВИБРОИЗОЛЯЦИЯ

Виброизолирующие устройства препятствуют распространению колебаний по материалу конструкций.

Такими устройствами могут быть пружинные амортизаторы или упругие прокладки, отделяющие вибрирующее оборудование от несущих конструкций, гибкие вставки, соединяющие патрубки вентиляторов с трубопроводами, прокладки во фланцевых соединениях, а также манжеты на трубопроводах в местах их креплений или прохода через стены и перекрытия.

Виброизолирующая установка вентиляторных агрегатов уменьшает динамические нагрузки на несущие строительные конструкции и звуковые вибрации этих конструкций, обуславливающие возникновение шума.

Эффективность виброизоляции оценивают уменьшением уровня среднеквадратичных скоростей колебания несущих конструкций до и после установки амортизаторов, определяя ее по формуле

$$\Delta L_{э.в} = 10 \lg \left(\frac{V_{б.а}}{V_{с.а}}\right)^{2} = 10 \lg \left(\frac{1}{\varphi}\right)^{2} \text{ дб}, \qquad (17.24)$$

где
$V_{б.а}$ и $V_{с.а}$ — среднеквадратичные скорости колебания несущих конструкций до $V_{б.а}$ и после $V_{с.а}$ установки агрегата на амортизаторы;
φ — коэффициент передачи динамических нагрузок на несущее основание.

Виброизоляция должна обеспечивать уменьшение вибраций несущих конструкций не менее чем на $\Delta L_{э.в} = 20$ *дб*, чему соответствует коэффициент амортизации $1 - \varphi = 0{,}9$.

Виброизоляция осуществляется установкой агрегата на жесткой металлической опорной раме или на массивной железобетонной плите, смонтированных на амортизаторах на несущей конструкции или подвешенной к ней.

При жестком несущем основании коэффициент передачи динамических нагрузок определяется по формуле

$$\varphi_{ж} = \frac{-1}{\left(\frac{f_{в}}{f_{z}}\right)^{2} - 1}, \qquad (17.25)$$

где
$f_{в}$ — частота возмущающей силы, равная секундному числу оборотов вентилятора;
f_{z} — частота собственных вертикальных колебаний виброизолирующей установки.

Для эффективной виброизоляции следует принимать $\frac{f_{в}}{f_{z}} \geqslant 3$*.

Упругость несущей конструкции изменяет коэффициенты передачи динамических нагрузок и эффективность виброизоляции. Приближенно можно считать, что

$$\Delta L_{э.в} = \Delta L_{ж} + 10 \lg \left(\frac{A + \varphi_{ж}}{A + 1}\right)^{2} \text{ дб}, \qquad (17.26)$$

где
$\Delta L_{ж}$ и $\varphi_{ж}$ — эффективность и коэффициенты передачи сил при жестком несущем основании;
A — безразмерная характеристика несущей конструкции.

---

* Отношение $\frac{f_{в}}{f_{z}}$ для некоторых типов вентиляторов может быть принято по серии ОВ-02-128, вып 1 и 2. $f_{в}$ и f_{z} могут быть выражены в *гц* или *об/мин*.

Таблица 17.11

Реверберационные коэффициенты звукопоглощения

Наименование	Общая толщина в *мм*	Среднегеометрические частоты октавных полос в *гц*								
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	среднее
А. Конструктивные элементы зданий										
Стены кирпичные неоштукатуренные	—	0,024	0,024	0,024	0,03	0,04	0,048	0,064	0,07	—
То же, оштукатуренные с клеевой покраской	—	0,013	0,013	0,015	0,018	0,025	0,037	0,048	0,05	—
То же, оштукатуренные с масляной покраской	—	0,009	0,009	0,011	0,013	0,016	0,017	0,018	0,018	—
Перегородки гипсовые пустотелые с клеевой покраской	—	0,013	0,013	0,015	0,018	0,026	0,038	0,045	0,05	—
Стены бетонные с затиркой, бетонные перекрытия и полы	—	0,01	0,01	0,012	0,014	0,018	0,022	0,028	0,035	—
Перегородки деревянные оштукатуренные	—	0,1	0,1	0,11	0,09	0,08	0,08	0,09	0,1	—
Деревянные панели по стенам	—	0,098	0,098	0,11	0,1	0,09	0,08	0,04	0,04	—
Окна	—	0,035	0,035	0,032	0,029	0,026	0,022	0,02	0,019	—
Полы дощатые	—	0,1	0,1	0,11	0,09	0,08	0,08	0,09	0,1	—
» паркетные по гудрону	—	0,04	0,04	0,04	0,07	0,06	0,06	0,07	0,07	—
» из линолеума по бетону	—	0,02	0,02	0,03	0,03	0,035	0,04	0,04	0,04	—
Б. Звукопоглощающие облицовки из неспециализированных материалов										
Антипирированная хлопчатобумажная ткань весом 0,5 *кг/м²*, сдрапированная на $^1/_2$ площади и укрепленная на стене	10	0,05	0,07	0,31	0,49	0,81	0,66	0,54	0,4	—
Ковер с ворсом на полу	5	0,1	0,1	0,13	0,3	0,3	0,27	0,25	0,25	—
Фанерная обшивка 6 *мм* на расстоянии 50 *мм* от стены по брускам 50×50 *мм* через 700 *мм*	56	0,12	0,24	0,25	0,21	0,12	0,12	0,11	0,1	—
Два слоя древесноволокнистых плит, склеенных казеиновым клеем и укрепленных на брусках (50×50 *мм* через 600 *мм*) на расстоянии 50 *мм* от стены. Наружная плита $\gamma = 1000$ *кг/м³*; $\delta = 4$ *мм*, перфорация $d = 3{,}5$ *мм*, шаг 25 *мм*; внутренняя плита $\gamma = 200$ *кг/м*, $\delta = 16$ *мм*, пазы 8×8 *мм* через 15 *мм*	70	0,15	0,25	0,63	0,68	0,83	0,7	0,4	0,2	—
Перфорированный винипласт $\delta = 3$ *мм*, перфорация $d = 4$ *мм*, шаг 8 *мм*, подклеенный стеклотканью марки Т на бесщелочном клее и установленный на расстоянии 100 *мм* от стены с креплением на брусках 60×100 *мм*	100	0,2	0,4	0,65	0,68	0,6	0,55	0,48	0,45	—
Блоки из кирпичной крошки фракции 2—4 *мм* на связке из жидкого стекла $\gamma = 1400$ *кг/м³*	190	0,25	0,4	0,5	0,58	0,55	0,54	0,54	0,54	—
Древесноволокнистая перфорированная плита $\gamma = 1000$ *кг/м³*, $\delta = 4$ *мм*, перфорация $d = 3{,}5$ *мм*, шаг 15 *мм* с уложенными под ней на расстоянии 10 *мм* минераловатными плитами $\gamma = 100$ *кг/м³*, $\delta = 60$ *мм*, укрепленными на стене	74	0,15	0,3	0,4	0,55	0,25	0,18	0,15	0,15	—
Стальная сетка с ячейками 1,4×1,4 *мм* из проволоки диаметром 0,65 *мм* с уложенными под нее стеганными через 250 *мм* матами 700×700×100 *мм* из минеральной ваты $\gamma = 190$ *кг/м³* в мешках из грубого антипирированного холста	100	0,15	0,2	0,5	0,5	0,7	0,7	0,7	0,7	—
Пенопласт листовой полиуретановый среднепористый с огнезащитной добавкой $\gamma = 45$ *кг/м³*, $\delta = 50$ *мм*, уложенный по стальной сетке на расстоянии 50 *мм* от стены	100	0,15	0,6	0,7	0,65	0,75	0,8	0,85	0,9	—
Перфорированная винипластовая пленка $\delta = 0{,}4$ *мм*, ширина 400 *мм* с укладкой под нее стеганых 400 *мм* матов 400×1200×50 *мм* из штапельного стекловолокна или капронового волокна $\gamma = 100$ *кг/м³* в мешках из стеклоткани марки С, уложенных по стальной сетке на расстоянии 100 *мм* от стены	151	0,35	0,8	0,75	0,75	0,53	0,55	0,5	0,45	—
В. Отдельные объекты										
Жесткие и полужесткие стулья на единицу	—	0,02	0,02	0,02	0,02	0,03	0,04	0,03	0,03	0,03
Мягкие кресла на единицу	—	0,11	0,11	0,16	0,25	0,34	0,44	0,43	0,4	0,3
Люди (2 человека на 1 $м^2$)	—	0,7	0,72	0,89	0,93	0,97	0,99	1	1	0,95

Примечания: 1. Поглощение вентиляционными решетками оценивать коэффициентом 1.
2. Поглощение людьми и креслами учитывать только для зрительных и конференц-залов.

При $A>\pm 4$ несущую конструкцию можно считать достаточно жесткой или массивной и принимать $\Delta L_{э.в} = \Delta L_{ж}$.

В диапазоне от $A=0$ до $A=\frac{-2\varphi_{ж}}{1+\varphi_{ж}}$ виброизоляция создает нулевой или отрицательный эффект, т. е. усиливает колебания до резонансных при $A=-\varphi_{ж}$. Поэтому при использовании типовых амортизаторов для конкретных условий всегда следует проверять их эффективность.

Характеристику установки можно оценивать по формуле

$$A=\frac{P_0}{4P_y}\left(1-f_0^2/f^2\right), \qquad (17.27)$$

где P_0 и P_y — вес перекрытия и установки (агрегата и рамы) в *кг*;

f_0 — частота собственного колебания ненагруженного перекрытия, ближайшая к секундному числу оборотов.

При совпадении собственной частоты ненагруженного перекрытия с секундным числом оборотов резонансные колебания не возбуждаются, так как вес установки изменяет собственную частоту колебаний перекрытия, но эффективность виброизоляции близка к нулю.

Пример 17.4. Виброизолирующее основание под центробежный электровентилятор с числом оборотов $n=930$ *об/мин* и весом установки 418 *кг* запроектировано с амортизаторами, обеспечивающими коэффициент передачи центробежной силы на жесткое несущее основание $\varphi_{ж}=-0{,}039$ и эффективность виброизоляции

$$\Delta L_{э.в.ж}=10\lg\left(\frac{-1}{0{,}039}\right)^2=28\ дб.$$

Какова будет эффективность виброизоляции при установке агрегата на тех же амортизаторах на перекрытии весом 3200 *кг* с ближайшей частотой собственных колебаний 14 *гц*?

Решение. По формуле (17.27) находим характеристику установки:

$$A=1/4\,\frac{3200}{418}\left[1-\left(\frac{14\cdot 60}{930}\right)^2\right]=+0{,}363.$$

По формуле (17.33) определяем эффективность при установке агрегата на упругом перекрытии:

$$\Delta L_{э.в.у}=28+10\lg\left(\frac{0{,}363-0{,}039}{1+0{,}363}\right)^2=15{,}5\ дб,$$

т. е. на 12,5 ниже запроектированной и меньше требуемых 20 *дб*.

Всасывающие и нагнетательные патрубки вентиляторов следует отделять от присоединяемых воздуховодов гибкими вставками, устанавливаемыми без натяжения. Крепления воздуховодов следует выполнять с виброизолирующими прокладками между хомутом крепления и стенками воздуховодов. При низких допустимых уровнях шумов в помещениях следует применять виброизолирующую подвеску с пружинными или резиновыми амортизаторами.

Е. ЗВУКОПОГЛОЩАЮЩИЕ ОБЛИЦОВКИ И ГЛУШИТЕЛИ

Звуковое давление в помещении может быть уменьшено звукопоглощающей облицовкой.

Величина уменьшения или эффективность облицовки может быть определена по формуле

$$\Delta L_{э.об}=L_1-L_2=10\lg\frac{A_2}{A_1}\ дб, \qquad (17.28)$$

где L_1, L_2 — уровни звукового давления, создаваемого источником шума в помещении до и после его облицовки, в *дб*;

A_1 и A_2 — поглощение звука помещением до и после облицовки в *м*.

При частичной облицовке в величину A_2 следует включать и необлицованные поверхности, определяя поглощение по формуле

$$A=F_c\alpha_c+F_0\alpha_0+F_{пл}\alpha_{пл}+F_{пт}\alpha_{пт}+F_р\ м^2,$$

где $F_c\alpha_c$, $F_0\alpha_0$, $F_{пл}\alpha_{пл}$, $F_{пт}\alpha_{пт}$ — произведение площади стен, окон, пола, потолка на их реверберационные коэффициенты звукопоглощения в $м^2$;

$F_р$ — площади вентиляционных решеток в $м^2$.

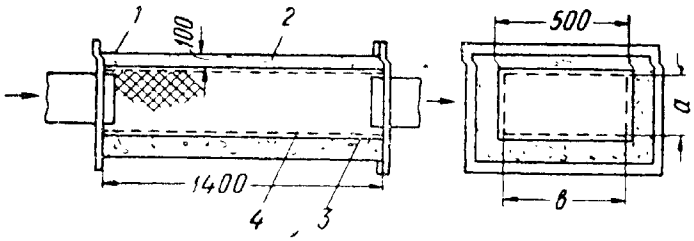


Рис. 17.4. Схема трубчатого глушителя

1 — кожух; *2* — наполнитель; *3* — ткань; *4* — сетка

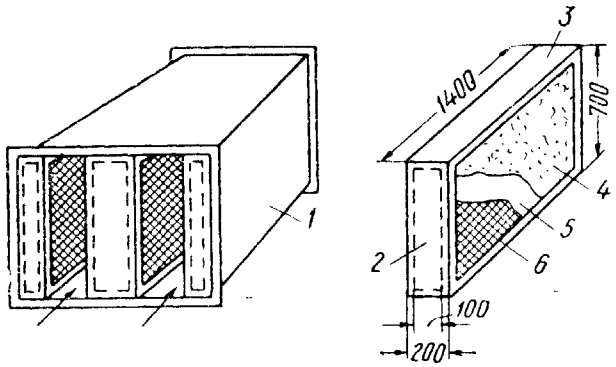


Рис. 17.5. Схема пластинчатого глушителя

1 — кожух; *2* — съемная крышка; *3* — каркас; *4* — наполнитель; *5* — ткань; *6* — сетка

В табл. 17.11 приведены реверберационные коэффициенты звукопоглощения ограждающих поверхностей помещений и звукопоглощающих облицовок различных конструкций из неспециализированных материалов, а также звукопоглощение отдельными объектами.

Глушители аэродинамического шума применяются для уменьшения уровня звуковой мощности вентиляторного шума, излучаемого через вентиляционные решетки. В вентиляционных системах применяют глушители четырех типов: трубчатые, пластинчатые, цилиндрические и камерные. Трубчатые глушители (рис. 17.4) представляют собой секции воздуховодов, облицованные по внутреннему периметру звукопоглощающими материалами. Живое сечение глушителей обычно принимают равным сечению подводящего канала. Пластинчатые глушители (рис. 17.5) выполняют в виде отдельных пластин, равномерно размещенных в поперечном сечении секции глушителя параллельно направлению движения воздуха и заполняющих сечение на 40—60%. Размеры секций выбирают такими, чтобы скорость движения воз-

духа между пластинами была не больше 1,5-кратной скорости в подводящем канале и не превосходила 15 *м/сек*.

Цилиндрические глушители (рис. 17.6) представляют собой полые сетчатые цилиндры диаметром 200 *мм*, заполненные звукопоглотителем и подвешенные в вертикальных каналах параллельно их продольной оси с равномерным шахматным размещением в поперечном сечении.

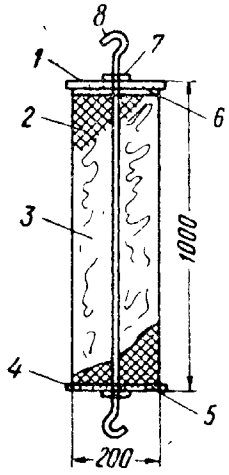


Рис. 17.6. Схема цилиндрического глушителя

1 — съемная крышка; *2* — сетка 1,4×1,4×0,7 *м*; *3* — звукопоглощающая набивка; *4* — дно, Ст. 3, δ=1,5 *мм*; *5* — электрозаклепки диаметром 6 *мм*; *6* — распорное кольцо, закрепленное на стержне; *7* — приварная накладка на отверстие для крючка; *8* — стержень, Ст. 3, ∅ 12 *мм*

Камерные глушители (рис. 17.7) проектируют в виде нескольких (от 1 до 3) последовательно соединенных камер квадратного или прямоугольного поперечного сечения с диагонально расположенными входными и выходными отверстиями в каждой камере, причем каждая

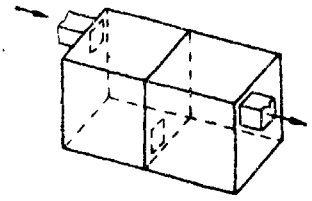


Рис. 17.7. Схема двухкамерного глушителя

площадь входного и выходного отверстия должна составлять не более 25% площади поперечного сечения камеры. Наименьшая длина камеры составляет 75% условной величины, равной квадратному корню из величины поперечного сечения. Выбор типа глушителя зависит от местных условий. Рекомендуется применять: трубчатые глушители для каналов сечением не более 0,5 $м^2$, пластинчатые — для каналов сечением от 0,5 до 4 $м^2$, цилиндрические — при бо́льших сечениях и преимущественно для вертикальных каналов. Камерные глушители применяют в системах с малым расходом воздуха и не полностью используемым давлением, создаваемым вентилятором.

При проектировании и изготовлении глушителей должны быть соблюдены следующие условия:

глушители следует проектировать с длиной секции не более 1,5 *м*;

стенки глушителей должны иметь на первых секциях достаточную звукоизоляцию, а при установке глушителей в неотапливаемых помещениях они должны быть теплоизолированы во избежание конденсации влаги и увлажнения звукопоглотителя;

защитные оболочки для звукопоглотителя должны иметь ровную поверхность, без вмятин и вспучивания. Глушители должны заполняться отвешенной порцией звукопоглотителя и с равномерной плотностью, гарантирующей от оседания при транспортировке и монтаже;

металлические части глушителя должны иметь защитные покрытия, предохраняющие их от коррозии. В качестве защитных оболочек могут применяться жесткие тканые металлические сетки (с ячейками 1,4×1,4 *мм* из проволоки диаметром 0,7 *мм*), тонкие металлические или пластмассовые листы с процентом перфорации не менее 30 и диаметром отверстий не более 3 *мм*, а также комбинированные оболочки из сетки или листов с прокладкой между ними и звукопоглотителем слоя ткани неплотного переплетения: марли или поковочной сорочки, пропитанной огнезащитным составом, а также тонкой ткани из стекловолокна или капрона.

Применение перфорированных листов для сыпучих поглотителей не допускается.

В качестве поглощающих материалов следует применять материалы, характеризующиеся коэффициентом звукопоглощения при нормальном падении звука[1] на образец не менее 0,15 на частоте 125 *гц* и не менее 0,4 на частотах более 250 *гц* при рекомендуемой рабочей толщине слоя не более 100 *мм*. Звукопоглощающие материалы должны быть биостойкими, не разрушаться и не изменять своего объема и структуры под воздействием температуры и влажности воздушной среды в глушителях.

Кроме того, они не должны содержать химических вредных компонентов и пылевых примесей. В табл. 17.12 приведены рекомендуемые толщины и плотности набивки неспециализированных материалов, которые могут

Таблица 17.12

Рекомендуемые толщины и плотности набивки неспециализированных материалов

Группа заполнителей	Материал	Рабочая толщина слоя в *мм*	Объемный вес в *кг/м³*	Примечание
Волокнистые	Ультратонкое стекловолокно	100	30	Со слоем ткани
	Хлопковая вата	100	50	Антипирированная
	Льняное волокно	100	100	Антипирированная
	Капроновое волокно (отходы)	100	120	На притоке только со слоем стеклоткани
	Тонкое стекловолокно (5—12 *мк*)	100	150	На притоке только со слоем стеклоткани
	Минеральная вата	100	180	Только для вытяжки
Сыпучие	Пемзовая крошка 2—4 *мм*	100	400	—
	Мелкий керамзит 2—5 *мм*	100	600	
	Кирпичная крошка 2—4 *мм*	100	1150	
Монолитные	Керамические блоки (кирпичная крошка на цементной связке)	90	1400	—

[1] Коэффициент звукопоглощения при нормальном падении звука обычно используется для оценки звукопоглощающих свойств материалов. Для расчета глушителей принимаются коэффициенты при скользящем падении звука.

Таблица 17.13

Средние величины заглушения шума в *дб* на 1 *м* длины глушителя

Тип глушителя	Группа заполнителей	Среднегеометрические частоты октавных полос в *гц* при толщине рабочего слоя 100 *мм*							
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Трубчатые при $D_г = 1$ *м*	Волокнистые сыпучие	1,5	2,5	4,5	6,5	7	6,5	6	5
	Сыпучие	1,5	2,5	4	5	5,5	5	5	5
Пластинчатые $\frac{F_ж}{F_г} = 50\%$	Волокнистые	3	4,5	8	10	11	11	9,5	8
	Сыпучие	2,5	3,5	6,5	8	8,5	8	8	7,5
	Керамические блоки	2	3	4	7	6	4,5	4	3,5
Цилиндрические $\frac{F_ж}{F_г} = 50\%$	Волокнистые	1,5	2,5	6,5	13	16	18	14	10
	Сыпучие	1	2	4,5	7	16	17	13	9

Примечания: 1. При других $D_г = \frac{2ab}{a+b}$ табличные величины делить на $\sqrt{D_г}$, где a и b — размеры сторон прямоугольного сечения канала.

2. При других $\frac{F_ж}{F_г}$ табличные величины умножать на $\sqrt{\frac{F_г}{F_ж} - 1}$.

быть использованы в качестве звукопоглощающих, а в табл. 17.13 указаны средние величины заглушения в глушителях для октавных полос шума.

Заглушение $\Delta L_{кам}$ в камерных глушителях из нескольких камер составляет:

$$\Delta L_{кам} = n\, 10 \lg\left(1 + \frac{\Sigma S \alpha}{F}\right) дб, \qquad (17.29)$$

где

F — площадь выходного отверстия в $м^2$;
S — площади ограждающих конструкций камер в $м^2$;
α — соответствующие им реверберационные коэффициенты звукопоглощения (см. табл. 17.11);
n — число последовательно установленных камер.

Эффективными глушителями шума являются облицованные отводы и колена. Величины заглушения в них при облицовке волокнистыми материалами с толщиной слоя 100 *мм* приведены в табл. 17.14.

Таблица 17.14

Величины заглушения на один облицованный отвод или одно колено в *дб*

Живое сечение в $м^2$	Среднегеометрические частоты октавных полос в *гц*							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
0,01	0	0	1	1,5	2	6	13	14
0,05	0	1	1,5	2,5	8	14	14	14
0,1	0,5	1	1,5	4	12	14	14	14
0,25	1	1,5	3	9	12,5	14	14	14
0,5	1	1,5	5	13	14	14	14	14
1	1,5	2,5	9	14	14	14	14	14
2	1,5	5	13	14	14	14	14	14

Для сечений, не указанных в табл. 17.14, заглушение определять по линейной интерполяции табличных величин.

Гидравлическое сопротивление глушителей принимать

$$H = \left(\xi + \lambda \frac{l}{D_г}\right) \frac{v^2}{2g} \gamma \; кГ/м^2, \qquad (17.30)$$

где

v — скорость в живом сечении глушителя в *м/сек*;
ξ — суммарный коэффициент местного сопротивления для глушителя;
λ — коэффициент трения;
$D_г$ и l — гидравлический диаметр и длина в *м*.

Величины ξ и λ приведены в табл. 17.15.

Таблица 17.15

Величины коэффициентов для гидравлического расчета глушителей

Наименование	Гидравлический диаметр $D_г$ в *м*					
	0,1	0,2	0,4	0,6	1	1,5 и более
Коэффициент трения λ	0,06	0,05	0,04	0,03	0,03	0,025
Отношение $\frac{F_ж}{F_г}$	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
Суммарный коэффициент местного сопротивления ξ	0,85	0,65	0,5	0,35	0,25	0,15

Примечание. Для трубчатых глушителей $\xi = 0$.

Пример 17.5. Определить требуемую длину трубчатого глушителя, устанавливаемого на участке сети, имеющем размеры 0,5×0,5 *м*, если требуемое заглушение ΔL составляет:

Частоты	63	125	250	500	1000	2000	4000 и более
Заглушение в *дб*	0	0	14,6	14,1	6,2	0,6	0

Решение. Принимая глушитель с волокнистым наполнителем, находим по табл. 17.13 почастотные заглушения на 1 *м* длины и требуемые почастотные длины глушителя:

$$250\ гц\ \Delta L = \frac{4,5}{\sqrt{0,5}} = 6,35\ дб/м;\ l = \frac{14,6}{6,35} = 2,3\ м;$$

500 *гц* $\Delta L = \frac{6,5}{\sqrt{0,5}} = 9,2$ *дб/м*; $l = \frac{14,1}{9,2} = 1,53$ *м*,

1000 *гц* $\Delta L = \frac{7}{\sqrt{0,5}} = 10$ *дб/м*; $l = \frac{6,2}{10} = 0,62$ *м*.

Принимаем к установке глушитель длиной 2,5 *м*.

Пример 17.6. Какое заглушение шума на частоте 125 *гц* может обеспечить камерный глушитель размером 1×2×3 *м* площадью входа и выхода по 0,5 *м*², если его потолок и стенки облицованы материалом с коэффициентом звукопоглощения 0,2.

Решение. По формуле (17.29) находим при $n=1$

$$\Delta L = 10 \lg \left[1 + \frac{(1 \cdot 2 \cdot 2 + 2 \cdot 3 \cdot 2 + 1 \cdot 3 \cdot 2)\, 0,2}{0,5}\right] \approx 10 \text{ дб}.$$

Ж. АКУСТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ СЕТЕЙ

Акустический расчет вентиляционных сетей производят для выявления необходимости в установке глушителей аэродинамического шума, создаваемого вентиляторами и проникающего через вентиляционные решетки в помещения или в атмосферу. Расчет заключается в определении октавных уровней звуковой мощности аэродинамического шума вентилятора, допустимых октавных уровней мощности этого шума на выходе из вентиляционных решеток, потерь звуковой мощности по трассе сети до расчетной решетки или группы решеток n и необходимого почастотного заглушения шума.

Допустимые октавные уровни звуковой мощности $L_{м.д}$ на выходе из вентиляционных решеток определяют по формулам:

при излучении шума в атмосферу решетками, расположенными вблизи зданий с нормируемым около них уровнем звукового давления,

$$L_{м.д} = L_{доп} + 20 \lg r_0 + 8 - 10 \lg \left[1 + \left(\frac{r_0}{r_1}\right)^2 + \left(\frac{r_0}{r_2}\right)^2 + \cdots\right] \text{дб}, \qquad (17.31)$$

где

$L_{доп}$ — допустимый по нормам или рекомендациям октавный уровень звукового давления в *дб*;

r_0 — кратчайшее расстояние от всасывающей или выхлопной решетки до точки, расположенной в 2 *м* от стены ближайшего здания, в *м*;

r_1, r_2 — расстояния от той же точки до других решеток, одновременно излучающих шум, в *м*;

при излучении в помещение

$$L_{м.д} = L_{доп} + 10 \lg \frac{AF_р}{\Sigma F} - 10 - \Delta \text{ дб}, \qquad (17.32)$$

где

$F_р$, ΣF — площади одной или группы расчетных решеток $F_р$, установленных на расчетном участке канала и всех приточных и вытяжных решеток ΣF, включая расчетные, размещенные в данном помещении и одновременно излучающие шум, в *м*²;

Δ — поправка на расстояние от решетки до рабочего места в *дб*;

A — звукопоглощение [см. формулу (17.12) и текст к формуле (17.28)] в *м*².

В частном случае при $\Sigma F = nF_р$ член $10 \lg \frac{AF_р}{\Sigma F} = 10 \lg \frac{A}{n}$.

Для решеток, размещенных вне рабочей зоны, принимать $\Delta = 0$, для расположенных в рабочей зоне $\Delta = 3$ *дб*.

Таблица 17.16

Предельно допустимые скорости в живом сечении решеток в *м/сек*

Индекс допустимого спектра шума в октавных полосах частот по табл. 17.2 и 17.3	$\frac{Q_п+Q_в}{A}$					
	0,005	0,01	0,02	0,03	0,05	0,1
25	3,6	3,2	2,8	2,5	2,3	2
30	4,6	4	3,5	3,2	2,9	2,2
35	5,8	5	4,4	4	3,6	3,2
40	7,3	6,3	5,5	5	4,6	4
45	9,2	8	6,9	6,3	5,8	5

Для разветвленных систем вентиляции, обслуживающих одно большое помещение, можно принимать $A = 0,12\,S$ *м*², где S — площадь цеха, обслуживаемая расчетным участком, в *м*².

За расчетный участок принимать участок с наименьшими потерями звуковой мощности по трассе сети.

Для уменьшения шумообразования в решетках предельно допустимые скорости в их живом сечении принимать не более указанных в табл. 17.16 в зависимости от отношения $\frac{Q_п+Q_в}{A}$, где $Q_п + Q_в$ — общее секундное количество воздуха, подаваемого и удаляемого механической вентиляцией из помещения.

Предельно допустимые скорости в вентиляционных каналах при централизованном шумоглушении принимать при индексе допустимого спектра шума [1]:

до № 35 включительно — в магистралях 8 *м/сек*, в ответвлениях 3 *м/сек*;

свыше № 35 — в магистралях 12 *м/сек* в ответвлениях 4 *м/сек*.

При распространении звуковых волн по воздуховодам звуковая мощность аэродинамического шума вентилятора уменьшается за счет потерь в прямых участках, фасонных частях и вентиляционных решетках. В прямых участках звуковая энергия частично поглощается стенками воздуховода и частично передается через них в окружающую среду.

Потери за счет поглощения звука на длине, равной одному гидравлическому диаметру канала ($D_г$), приведены в табл. 17.17.

Таблица 17.17

Потери звуковой мощности $\Delta L_{пот}$ в результате поглощения на длине $D_г$ в *дб*

Материал стенок каналов	Среднегеометрические частоты октав в *гц*							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Кирпич. беточ. асбестоцемент . .	0,04	0,09	0,11	0,15	0,18	0,22	0,27	0,32
Сталь	0,01	0,01	0,02	0,02	0,03	0,04	0,05	0,05

Потери за счет прохождения звука через стенки кирпичных, бетонных и асбестоцементных воздуховодов при расчете глушителей можно не учитывать. Для металлических неизолированных воздуховодов потери учитывать согласно тексту к формуле (17.19).

[1] Индексом допустимого спектра шума называют предельно допустимый уровень звукового давления для частоты 1000 *гц*. См. табл. 17.2 и 17.3.

Таблица 17.18

Величины потерь звуковой мощности в фасонных частях воздуховодов в *дб*

Фасонные части	Площадь сечения канала в $м^2$	Среднегеометрические частоты октавных полос в *гц*							
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Прямые колена одиночные	0,05	0	0	0,4	2	4,9	3,7	3	3
	0,1	0	0,3	0,5	3,6	4,2	3,1	3	3
	0,25	0	0,4	2,5	4,7	3,6	3	3	3
	0,5	0,3	1,1	4	4	3	3	3	3
	1	0,4	2,5	4,7	3,6	3	3	3	3
То же, друг за другом	0,05	0	0	0,8	3,4	6,9	6,2	5	5
	0,1	0	0,6	1,5	5,5	6,5	5,4	5	5
	0,25	0,2	0,9	4,1	6,7	6,1	5	5	5
	0,5	0,6	2,1	6	6,5	5	5	5	5
	1	0,9	4,2	6,7	6,1	5	5	5	5
Тройники на проход ($F_п$) к табличным числам прибавлять $10 \lg (1+F_0/F_п)$	0,05	2	1	0,2	0	0	0	0	0
	0,1	1,6	0,4	0	0	0	0	0	0
	0,25	0,8	0	0	0	0	0	0	0
	0,5	0,4	0	0	0	0	0	0	0
	1	0	0	0	0	0	0	0	0
Тройники на ответвление (F_0) к табличным числам прибавлять $10 \lg (1+F_п/F_0)$	0,05	2	1	0,2	0,3	1,2	3,3	5,9	6
	0,1	1,6	0,4	0,1	0,6	2,3	4,6	6	6
	0,25	0,8	0,1	0,4	1,6	3,8	5,9	6	6
	0,5	0,4	0,1	0,8	2,5	5	6	6	6
	1	0	0,4	1,6	3,3	5,9	6	6	6
Вентиляционные решетки	0,05	14	10	7,2	6	5,9	4,7	4	4
	0,1	11,5	8,6	6	6	5,2	4,3	4	4
	0,25	9,5	6,7	6	5,7	4,6	4	4	4
	0,5	8,2	6	6	5	4	4	4	4
	1	6,7	6	5,7	4,6	4	4	4	4
Плавные и внезапные изменения сечений при:									
$F/f=2$	—	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
$F/f=4$	—	1	1	1	1	1	1	1	1
$F/f=6$	—	2	2	2	2	2	2	2	2
$F/f=9$	—	2,8	2,8	2,8	2,8	2,8	2,8	2,8	2,8

В фасонных частях и вентиляционных решетках звуковая энергия частично отражается обратно к источнику при поворотах, изменениях сечений, разветвлениях и на выходе из решеток. В разветвлениях, кроме того, прошедшая звуковая мощность перераспределяется пропорционально площадям ответвлений. Потери звуковой мощности в фасонных частях в зависимости от площади поперечного сечения канала для среднегеометрических частот октавных полос приведены в табл. 17.18.

Необходимое почастотное заглушение шума определяется из равенства

$$\Delta L_{гл} = L_{м.в} - L_{м.д} - \Delta L_с \ дб, \qquad (17.33)$$

где $L_{м.в}$ и $L_{м.д}$ — октавные уровни звуковой мощности аэродинамического шума вентилятора и допустимого уровня звуковой мощности у решетки в *дб*;

$\Delta L_с$ — суммарные потери звуковой мощности в сети в *дб*.

Приближенно требуемое заглушение и длину глушителя можно рассчитывать по среднегеометрической частоте, равной 125 гц.

Пример 17.7. Определить необходимое заглушение аэродинамического шума вентилятора, проникающего в помещение через вентиляционную решетку. Кубатура помещения 90 $м^3$. В помещении установлено по одной приточной и вытяжной решетке с площадью живого сечения $F_р$=0,025 $м^2$. Индекс допустимого спектра шума № 35.

В сети, изображенной на рис. 17.8, установлен центробежный вентилятор серии Ц4-70 № 6 с подачей 9000 $м^3/ч$ при полном давлении 40 *мм вод. ст.* и с числом оборотов 930 *об/мин*. Сечение выхлопа 0,176. Каналы асбестоцементные.

Решение. Общий уровень $L_{о.в}$ звуковой мощности вентилятора по формуле (17.13) и табл. 17.5

$$L_{о.в} = 38 + 10 \lg \frac{9000}{3600} + 25 \lg 40 + 5 = 87 \ дб.$$

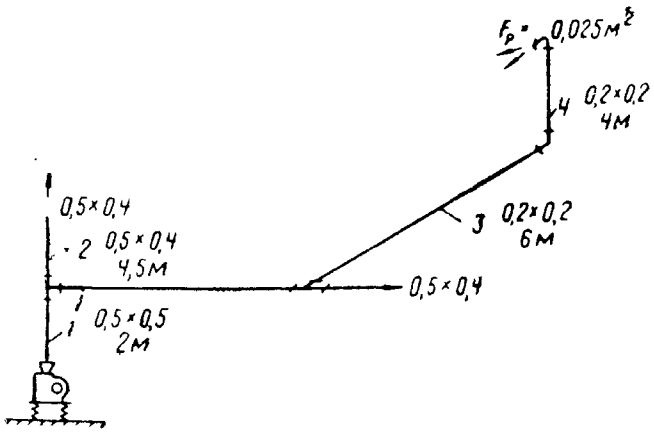


Рис. 17.8. Схема сети к примеру расчета 7

1—4 — номера участков

Таблица 17.19

Результаты акустического расчета сети (пример 17.7) с определением потерь звуковой мощности и требуемого заглушения в *дб*

№ участка	Наименование	Среднегеометрические частоты октавных полос в *гц*							
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
1	Поглощение	0,16	0,36	0,44	0,64	0,72	0,88	1,08	1,28
2	Тройник — ответвление	3,6	3,4	3,1	3,6	5,3	7,6	9	9
	Прямой участок — поглощение	0,4	0,9	1,1	1,5	1,8	2,2	2,7	3,2
3	Тройник — ответвление	9,8	8,8	8	8,1	9	11,1	13,7	13,8
	Прямой участок — поглощение	1,2	2,7	3,3	4,5	5,4	6,6	8,1	9,6
4	Колено прямое	0	0	0,1	2	4,9	3,7	3	3
	Вентиляционная решетка с коленом	14	10	7,2	6	5,9	4,7	4	4
	Прямой участок — поглощение	0,8	1,8	2,2	3	3,6	4,4	5,4	6,4
5	Общая потеря звуковой мощности на прямых участках и в элементах сети ΔL_c	30	28	25,8	29,3	36,6	41,2	47	50,3
6	Допустимый спектр звуковой мощности у решетки $L^{\text{окт}}_{\text{м.д}}$	56,8	55,8	40,6	34,6	31,2	28,2	26,8	24,8
7	$L^{\text{окт}}_{\text{м.д}} + \Delta L_c$	86,8	83,8	66,4	63,9	67,8	69,4	73,8	75,1
8	Спектр звуковой мощности вентилятора	74	84	81	78	74	70	66	61
9	Требуемое заглушение в *дб*	—	—	14,6	14,1	6,2	0,6	—	—

По табл. 17.6 при $n=930$ *об/мин* находим ее спектр.

Допустимые октавные уровни звуковой мощности вентилятора у приточной решетки определяем по формулам (17.32) и (17.12) и табл. 17.3:

$$L_{\text{м.д}} = L_{\text{окт}} + 10 \lg \frac{0{,}025}{0{,}050} A - 10 = L_{\text{окт}} - 13 + 10 \lg 120\,\alpha,$$

где $L_{\text{окт}}$ — допустимый октавный уровень по табл. 17.3.

$$A = 6\alpha \sqrt[3]{90^2} = 120\,\alpha;\ F_{\text{р}} = 0{,}025;\ \Sigma F = 0{,}05.$$

Определяем по табл. 17.17 и 17.18 и схеме рис. 17.8 почастотные потери звуковой мощности в каждом участке. Расчеты сводим в табл. 17.19.

По разности уровней звуковой мощности вентиляторного шума и сумме допустимого спектра звуковой мощности у решетки и потерь в сети находим требуемое заглушение.

Аналогично рассчитывается глушитель для вытяжной системы.

ГЛАВА 18

ГИДРООБЕСПЫЛИВАНИЕ

18.1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ГИДРООБЕСПЫЛИВАНИЯ

Гидрообеспыливание — это процесс смачивания поверхности пылящих материалов водой, разбрызгиваемой гидравлическими или пневмогидравлическими форсунками. Для разбрызгивания воды применять душевые воронки, дырчатые трубы и щелевидные насадки не рекомендуется, так как они неравномерно увлажняют материал.

Гидравлические форсунки следует применять: при преобладании крупных фракций в пыли, поднимающейся над обрабатываемым материалом, при хорошей смачиваемости пыли и положительной температуре воздуха и материала в помещении. Характеристика гидравлической форсунки Иргиредмета приведена в табл. 18.1, пример конструкции — на рис. 18.1.

Таблица 18.1

Характеристика гидравлической форсунки Иргиредмета для гидрообеспыливания материалов

Наименование	Характеристика
Форма факела	Сплошной конус
Диаметр выходного отверстия форсунки в *мм*	3,5
Угол раствора факела в *град*	90
Дальнобойность форсунки в *м*	3
Производительность форсунки при давлении воды 5 *кГ/см²*	270*

* При других давлениях см. рис. 18.1.

Пневмогидравлические форсунки применяются при плохо смачиваемой мелкой пыли. При одинаковом эффекте обеспыливания они расходуют меньше воды, но более энергоемки. В основном применяются пневмогидравлические форсунки Иргиредмета (рис. 18.2), распыливающие 1,5—4 *л/мин* воды при расходе сжатого воздуха 0,1—0,2 *м³/мин*. Давление сжатого воздуха 3—5, а воды 2—4 *кГ/см²*.

Для гидрообеспыливания могут употребляться также и гидравлические форсунки, которые обычно применяются в камерах орошения кондиционеров (п. 7.4), и пневмогидравлические, которые используются для систем местного доувлажнения (п. 7.7).

Увлажнение материалов при гидрообеспыливании не должно быть выше допускаемого технологией производства.

При отсутствии технологических данных гидрообеспыливание можно рассчитать, ориентируясь на увеличение влажности:

до 6% — для материалов, содержащих известняк и другие породы;

до 8% — для материалов, содержащих чистый кварцит, хромит и другие твердые материалы. В этом случае расход воды должен быть уточнен в процессе эксплуатации.

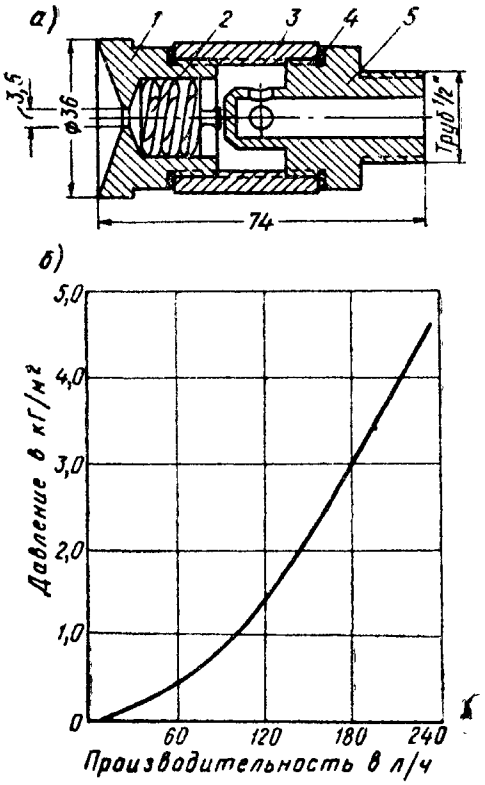


Рис. 18.1. Форсунка вихревого типа ∅3,5 *мм* конструкции Иргиредмета

а — форсунка; *б* — график производительности; *1* — головка; *2* — спираль; *3* — корпус; *4* — прокладка; *5* — фасонный штуцер

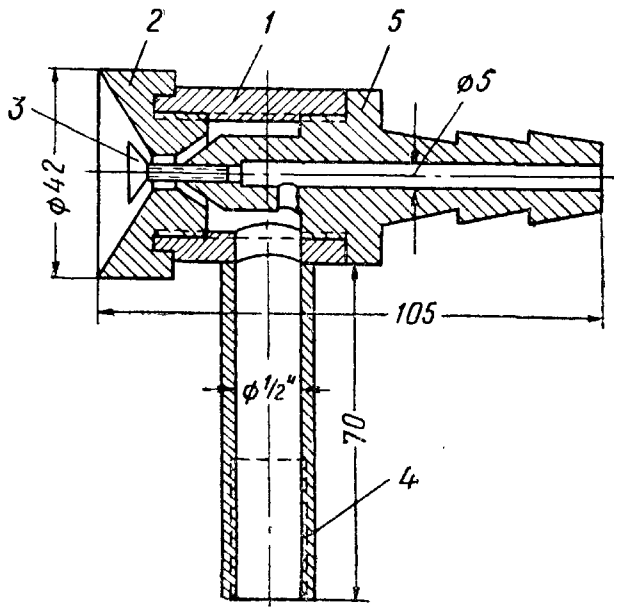


Рис. 18.2. Пневмогидравлический распылитель Иргиредмета ∅5 *мм*

1 — корпус распылителя; *2* — головка; *3* — регулировочный конус; *4* — патрубок для подачи сжатого воздуха; *5* — фасонный штуцер

Для гидрообеспыливания желательно применять воду питьевого качества по ГОСТ 2874—54. Допускается применять воду, содержащую не более 10 *мг/л* вредных примесей с механическими взвесями при крупности частиц не более 75 *мк*, в том числе и оборотную воду, прошедшую очистку от механических примесей. В местах ответвления магистралей, служащих для подачи воды к звену форсунок, рекомендуется устанавливать сетчатые фильтры.

18.2. КОНСТРУКТИВНЫЕ РЕШЕНИЯ И РАСЧЕТ СИСТЕМ ГИДРООБЕСПЫЛИВАНИЯ

Форсунки гидрообеспыливания следует устанавливать внутри укрытий, выполненных из влагостойкого материала, в местах с наибольшим пылевыделением, защищенных от возможных повреждений. Укрытия должны иметь люки для осмотра и замены форсунок, а также смотровые окна с защитными стеклами; внутренние полости укрытий рекомендуется освещать. Регулировочные вентили следует размещать в безопасных и удобных для обслуживания местах.

Рассчитывая расход воды на увлажнение, следует ориентироваться на минимальную из возможных начальных влажностей материала, которая обычно соответствует теплому периоду года; при этом надо учитывать подсыхание материала во время прохождения его по технологической цепи, увеличивая расход воды на 25—30%.

Способность материала поглощать воду зависит от степени его пористости и трещиноватости. Коэффициент пористости — это отношение объема пор ко всему объему породы (материала).

Расчет расхода воды надлежит выполнять с учетом всего технологического цикла. Воду рекомендуется подавать непосредственно после каждой стадии дробления для смачивания вновь образующихся поверхностей. Ширина факела воды, выходящей из форсунок, не должна превышать ширины слоя материала на ленте.

Система гидрообеспыливания должна быть отрегулирована так, чтобы не переувлажнять материал в одних местах при недостаточном увлажнении в других.

Интенсивность пылеобразования в дробильно-транспортных цехах зависит от свойств обрабатываемого материала и способа его дробления.

Поверхность материала ($S_н$), поступившего в цех, может быть ориентировочно определена по формуле

$$S_н = \frac{6P_м}{d_{ср}\gamma_м} \; м^2/ч, \qquad (18.1)$$

где

$P_м$ — количество материала, поступившего на обработку, в *т/ч*;

$d_{ср}$ — средневзвешенная величина крупности кусков исходного материала в *м*;

$\gamma_м$ — удельный вес материала в $т/м^3$.

Средний диаметр куска крупного материала определяется специальными измерениями, а крупность мелкого материала — ситовым анализом.

Диаметры куска или крупинки одной фракции усредняются по формуле

$$d_i = \frac{d_1 + d_2}{2} \; мм, \qquad (18.2)$$

где

d_1 — диаметр кусков верхнего предела крупности в *мм*;

d_2 — диаметр кусков нижнего предела крупности в *мм*.

Средневзвешенный диаметр кускового материала, поступающего на обработку:

$$d_{ср} = \frac{\Sigma d_i v_i}{100} \text{ мм}, \qquad (18.3)$$

где
d_i — средний диаметр кусков материала каждой из n фракций в *мм*;
v_i — выход кусков данной фракции в %.

После каждой стадии дробления поверхность материала увеличивается до

$$S_n = S_в i_n \text{ м}^2/ч, \qquad (18.4)$$

где
i_n — степень дробления материала.

Под степенью дробления материала понимается отношение среднего диаметра куска до дробления к среднему диаметру куска после дробления.

Пылящая поверхность, образующаяся в течение часа в процессе каждого дробления:

$$S_0 = S_в(i_n - 1) \text{ м}^2/ч. \qquad (18.5)$$

Суммарная часовая пылящая поверхность материала в результате n дроблений

$$\Sigma S_n = S_1 + S_2 + \ldots + S_n \text{ м}^2/ч, \qquad (18.6)$$

где
S_1, S_2, ..., S_n — поверхности материала после каждой стадии дробления в *м²/ч*.

Максимальный расход воды на гидрообеспыливание определяется исходя из предельно допустимой влажности обрабатываемого материала по формуле

$$Q_в = \frac{P_м(w_2 - w_1)}{100} \text{ л/ч}, \qquad (18.7)$$

где
$P_м$ — вес обрабатываемого материала в *кг/ч*;
w_1 — начальная влажность материала в %;
w_2 — предельно допустимая влажность материала в %.

Удельный расход воды на 1 $м^2$ пылящей поверхности равен:

$$q_в = \frac{Q_в}{\Sigma S_n} \text{ л/м}^2. \qquad (18.8)$$

Расход воды после каждой стадии дробления определяется по формуле

$$Q_{ст} = S_n q_в \text{ л/ч}, \qquad (18.9)$$

где
S_n — размер сухой поверхности материала после каждой стадии дробления в *м²/ч*;
$q_в$ — удельный расход воды на гидрообеспыливание в *л/м²*.

Количество оросителей с учетом резерва на неисправность, неучтенные факторы (трещиноватость, пористость, влагоемкость и др.) определяется с коэффициентом резерва, равным 1,3—1,5.

Пример 18.1. Задано провести гидрообеспыливание в дробильно-транспортном цехе, в котором происходит обработка железной руды 4 тыс. *т/сутки*.

В руде содержатся известняки, песчаники, доломиты, мергели и глина. Руда трещиновата. Трещины заполнены кальцитом и глиной; удельный вес руды в среднем составляет 3,2 *т/м³*. Влажность руды колеблется в течение года в пределах 2,5—4,8%. По технологическим условиям допускается увлажнение руды до 6,5%.

Дробление руды производится в четыре стадии: $I - i_1 = 3{,}34$; $II - i_2 = 7{,}5$; $III - i_3 = 21{,}4$; $IV - i_4 = 60$.

Исходная крупность руды, поступающей в бункера дробильно-транспортного цеха, составляет 1,5 *м*.

Решение. Часовое количество обрабатываемой руды с учетом неравномерности ее поступления

$$1{,}33 \frac{4000}{24} = 222 \text{ т/ч}.$$

Начальная часовая пылящая поверхность материала определяется по формуле (18.1):

$$S_н = \frac{6 \cdot 222}{1{,}5 \cdot 3{,}2} = 278 \text{ м}^2/ч.$$

После I стадии дробления (18.5) $S_1 = 278\ (3{,}34 - 1) = 650$ $м^2/ч$, после II стадии — 1800 $м^2/ч$, после III стадии — 5670 $м^2/ч$ и после IV стадии — 16 400 $м^2/ч$.

Суммарная пылящая поверхность материала $\Sigma S_n = 650 + 1800 + 5670 + 16\,400 = 24\,520$ $м^2/ч$.

Расход воды на гидрообеспыливание исходя из максимально допустимой влажности обрабатываемого материала 6,5% и минимальной начальной влажности 2,5% по формуле (18.7) составит:

$$Q_в = \frac{222\,000\,(6{,}5 - 2{,}5)}{100} = 8880 \text{ л/ч}.$$

Удельный расход воды по формуле (18.8) составит

$$q_в = \frac{8880}{24\,520} = 0{,}36 \text{ л/м}^2.$$

Определяем по формуле (18.9) расход воды на гидрообеспыливание после I стадии дробления $Q_1 = 650 \cdot 0{,}36 = 234$ *л/ч*; после II стадии — 647 *л/ч*, после III стадии — 2000 *л/ч* и после IV стадии дробления — 5900 *л/ч*.

Количество форсунок Иргиредмета производительностью 150 *л/ч* (см. рис. 18.1) при давлении 2 *кГ/см²* определяется с учетом резерва на засорение, техническую неисправность, трещиноватость и поглощение воды материалом (коэффициент 1,5): после I стадии дробления $n_1 = 1{,}5 \frac{234}{150} = 3$ шт., после II — 7 шт., после III стадии — 20 шт. и после IV стадии — 60 шт., а всего (с учетом резерва) 90 шт.

РАЗДЕЛ II

КОНТРОЛЬ И АВТОМАТИКА САНИТАРНО-ТЕХНИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ

ГЛАВА 19

ПРИБОРЫ И АВТОМАТИКА САНИТАРНО-ТЕХНИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ

19.1. ПРИБОРЫ ДЛЯ АВТОМАТИЧЕСКОГО И МЕСТНОГО КОНТРОЛЯ

За работой санитарно-технических устройств, за температурой, давлением, расходом и другими параметрами рекомендуется вести наблюдение с помощью дистанционных и местных контрольно-измерительных приборов (КИП)[1].

Погрешность показаний прибора — разность между его показанием и действительным значением измеряемой величины; допустимая погрешность — наибольшая погрешность прибора, допускаемая нормами.

Чувствительность прибора — отношение линейного или углового перемещения указателя прибора к изменению значения измеряемой величины, вызвавшему это перемещение, а порог чувствительности — наименьшее изменение измеряемой величины, способное вызвать изменение показания прибора.

К жидкостным термометрам относятся ртутные, толуоловые, спиртовые и др. Разновидностями жидкостных термометров являются ртутно-контактные, имеющие впаянные контакты или контакты с магнитной перестановкой. Они служат для регулирования и сигнализации температуры.

Стеклянные термометры устанавливаются в трубопроводы и аппараты в металлических защитных оправах.

Дилатометрические термометры имеют два стержня из двух различных металлов (сталь-латунь, латунь-инвар). Один из стержней выполнен в виде трубки, а другой вставлен в эту трубку. Принцип работы основан на разности удлинения стержней.

Биметаллические термометры имеют пружины, выполненные из двух металлов с различными коэффициентами линейного расширения.

Манометрические термометры. Их действие основано на изменении объема жидкости, давления пара или газа, заключенных в замкнутой манометрической пружине или системе, состоящей из манометрической пружины, капилляра и термобаллона. Манометрические термометры делятся на газовые (чаще всего азот), жидкостные (ртуть, метиловый спирт, керосин) с температурой кипения выше верхнего предела измерения термометра и парожидкостные, наполненные жидкостью (спиртом, эфиром), температура кипения которой ниже пределов измерения.

Термометры сопротивления основаны на свойстве металлов изменять электрическое сопротивление в зависимости от температуры. Их изготавливают из тонкой платиновой или медной проволоки, намотанной на изолятор. Разновидностью термометров сопротивления являются полупроводниковые термометры-термисторы.

Термопары измеряют температуру регистрацией термоэлектродвижущей силы (ТЭДС) в цепи, состоящей из двух разнородных металлических проводников, два конца которых электрически соединены в рабочий спай, а два других подключены к пирометрическому милливольтметру или потенциометру. Термопары применяются для измерения температур более 600° С.

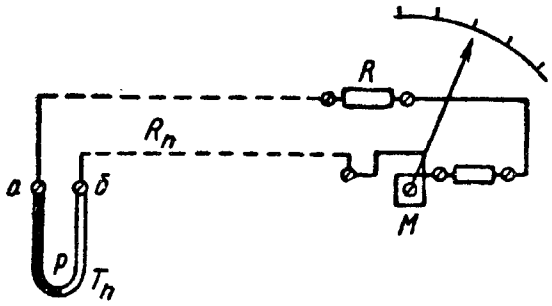


Рис. 19.1. Схема милливольтметра с термопарой

М — милливольтметр; $T_п$ — термопара; $R_п$ — сопротивление проводов; *R* — сопротивление подгоночной катушки; *а*, *б* — свободные концы термопары; *р* — рабочий конец термопары

Пирометрические милливольтметры имеют постоянный магнит, между полюсами которого вращается рамка с большим количеством витков из тонкой проволоки. Взаимодействие полей магнита и рам-

[1] Более подробные данные о приборах приведены в «Справочнике-каталоге приборов автоматизации для санитарно-технических систем и котельных установок». Часть I и II. Стройиздат, 1967.

ки, через которую протекает постоянный ток, создает вращающий момент (рис. 19.1).

Логометры — показывающие и самопишущие приборы предназначены для работы в комплекте с термометрами сопротивления. Работа их основана на взаимодействии полей постоянного магнита и двух рамок, вращающихся между его полюсами (рис. 19.2).

Равновесные мосты постоянного и переменного тока измеряют и регулируют температуру с повышенной точностью и работают в комплекте с термометрами сопротивления (рис. 19.3).

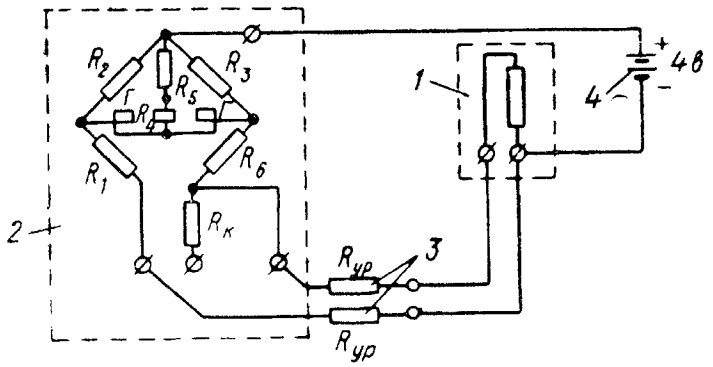


Рис. 19.2. Соединение логометра по трехпроводной схеме

1 — термометр сопротивления; *2* — логометр; *3* — уравнительные катушки; *4* — источник питания

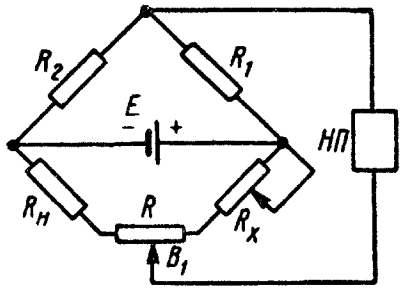


Рис. 19.3. Принципиальная электрическая схема моста постоянного тока

R_x — термометр сопротивления; R — переменное сопротивление (реохорд); R_1, R_2, $R_н$ — постоянные сопротивления; E — источник питания; *НП* — нуль-прибор

В одно из плеч моста включается термометр сопротивления R_x для сравнения с сопротивлениями других плеч (R_1, R_2, $R_н$, R) моста. Отсчет производится в момент равновесия моста, т. е. при отсутствии тока в его измерительной диагонали. При изменении температуры изменяется сопротивление R_x, следящий механизм моста перемещает движок по сопротивлению R до такого положения, при котором в измерительной диагонали будет отсутствовать ток.

Потенциометры применяются для измерения температуры в комплекте с термопарами. С регулирующей пневматической или электрической приставкой потенциометры работают как автоматические регуляторы температуры (рис. 19.4).

Действие потенциометра основано на том, что ТЭДС термопары T уравновешивается напряжением, подаваемым посторонним источником тока, в цепь которого включено постоянное сопротивление R. Разность потенциалов между точками A и B поддерживается постоянной при помощи регулировочного реостата $R_р$. При изменении температуры рабочего конца термопары возникающая в ее цепи ТЭДС должна быть компенсирована соответствующим падением напряжения на сопротивлении R между точками A и $Д$. В момент компенсации нуль-прибор *НП*, включенный в цепь термопары, показывает отсутствие тока. Нормальный элемент *НЭ*, являющийся эталоном ЭДС, служит для периодической проверки постоянства разности потенциалов между точками A и B.

Манометры пружинные применяются для измерения давления. Действие их основано на использовании упругих свойств трубчатой пружины, мембраны или сильфона.

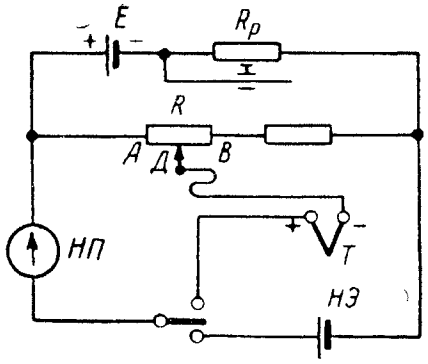


Рис. 19.4. Принципиальная схема потенциометра

T — термопара; R — переменное сопротивление (реохорд); $R_р$ — регулировочный реостат; E — источник питания; *НП* — нуль-прибор; *НЭ* — нормальный элемент

Манометры жидкостные — это сообщающиеся сосуды, заполненные жидкостью (вода, ртуть, масло и пр.), один из которых соединен с атмосферой, а другой — со средой, давление которой измеряется. На этом же принципе построены и колокольные тягонапоромеры, применяемые для измерения и регулирования разрежения и давления.

Манометры могут быть показывающими и записывающими с электрической или пневматической приставкой для регулирования или дистанционной передачи показаний.

Водомеры измеряют количество воды при помощи крыльчатого или турбинного колеса, скорость вращения которого пропорциональна количеству проходящей воды; применяются для измерения малых расходов при низких температурах воды и небольших рабочих давлениях.

Расходомеры — наиболее распространенные и универсальные приборы для измерения расхода воды, пара и газов. Они состоят из дифференциального манометра (дифманометра) и диафрагмы. В диске диафрагмы происходит увеличение скорости контролируемой среды, вследствие чего часть потенциальной энергии пе-

реходит в кинетическую, создавая разность давлений, пропорциональную расходу (рис. 19.5).

Дифманометры делятся на пружинные (сильфонные и мембранные) и жидкостные (поплавковые, колокольные, кольцевые и двухтрубные); они могут иметь электрическое и пневматическое устройство для регулирования или передачи показаний на расстояние.

Влагомеры или гигрометры применяются для измерения влажности воздуха. К ним относятся психрометрические (по разности показаний сухого

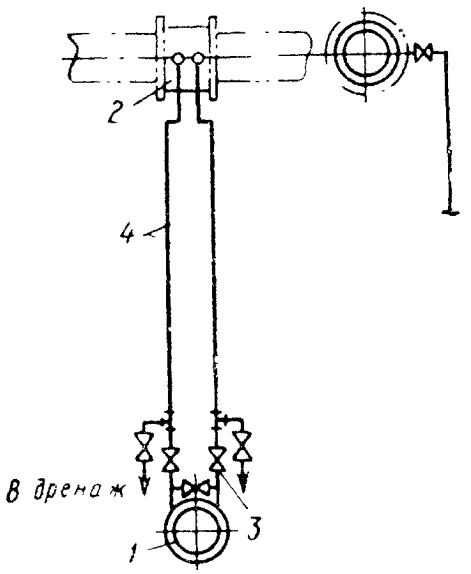


Рис. 19.5. Схема трубных соединений сужающего устройства с дифманометром

1 — дифманометр; *2* — сужающее устройство; *3* — запорный вентиль; *4* — труба стальная

и влажного термометров), показывающие комнатные психрометры, психрометры с манометрическими термометрами и автоматические электронные психрометры, служащие для дистанционного измерения и регулирования относительной влажности воздуха; конденсационные, когда определяется температура, при которой содержащийся в воздухе пар достигает состояния насыщения при неизменном давлении (точка росы); гигрометрические, основанные на поглощении влаги из воздуха гигроскопическим материалом — человеческим волосом, деревом, бумагой или животной пленкой, связанными с изменением размеров чувствительного элемента, и электрохимические, основанные на изменении электрической проводимости тонкого слоя нанесенной на пластинку гигроскопической соли в зависимости от влажности воздуха. Наибольшее распространение в санитарной технике пока имеют волосяные гигрометры.

Все перечисленные способы измерения влажности применяются также и для ее регулирования.

Уровнемеры применяют следующие:

указательные стекла, присоединяемые к измеряемым объектам по принципу сообщающихся сосудов и дающие визуальные показания уровня в стеклянной трубке, закрепленной в арматуре;

поплавковые уровнемеры, в которых чувствительным элементом является поплавок на поверхности измеряемой жидкости; поплавок соединен механически через рычажные или иные передачи с электрическим или пневматическим измерительным или регулирующим устройством или дистанционной передачей показаний;

уровнемеры, работающие в зависимости от разности давления, измеряемой дифманометром. Разность давления уравновешивается давлением жидкости дифманометра или его пружинным механизмом.

19.2. АВТОМАТИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ

Автоматическое регулирование — поддержание заданного параметра или изменение его по заданной программе без непосредственного участия человека.

Автоматический регулятор — устройство, реагирующее на изменение регулируемого параметра и автоматически управляющее процессом с целью поддержания его в определенных пределах или изменения по определенному закону.

Регулируемый объект — аппарат, механизм или помещение, в котором осуществляется автоматическое регулирование.

Регулируемый параметр — величина, характеризующая процесс, происходящий в объекте, постоянство или определенное закономерное изменение которого должен поддерживать регулятор.

Измерительный (воспринимающий) орган регулятора — датчик, воспринимающий изменения регулируемого параметра и преобразующий их в импульсы (выходные сигналы), передаваемые управляющему органу.

Управляющий орган регулятора — элемент регулятора, преобразующий или усиливающий сигнал датчика в командный импульс для передачи на исполнительный орган.

Исполнительный орган регулятора — механизм или устройство (электродвигатель, соленоид, мембранный или поршневой пневмопривод), создающие воздействие на регулирующий орган.

Регулирующий орган — клапан (заслонка), вентиль, шибер, изменяющий регулируемую величину и являющийся частью технологической системы и одновременно частью автоматического регулятора.

Регулятор прямого действия — регулятор, получающий энергию для перемещения регулирующего органа непосредственно от регулируемого объекта.

Регулятор непрямого действия — регулятор, получающий энергию для перемещения регулирующего органа от постороннего источника (электроэнергия, сжатый воздух, масло или вода).

Пневматический, гидравлический, электрический (электронный), электрогидравлический, электропневматический регуляторы — регуляторы, соответственно названию отличающиеся друг от друга по виду используемой энергии.

Обратная связь регулятора — устройство, обеспечивающее воздействие исполнительного механизма на регулятор с целью увеличения устойчивости регулирования.

Пропорциональное (статическое) регулирование — процесс регулирования, при котором каждому значению регулируемого параметра соответствует только одно определенное положение регулирующего органа.

Астатическое регулирование — процесс регулирования, не имеющий пропорциональной зависимости между регулируемой величиной и положением ре-

гулирующего органа. При отклонении регулируемой величины от заданного значения регулирующий орган перемещается до тех пор, пока регулируемая величина не будет приведена к заданному значению.

Позиционное регулирование — процесс, при котором регулирующий орган имеет два или несколько фиксированных положений, соответствующих определенным значениям регулируемой величины.

Изодромное (пропорционально-интегральное) регулирование сочетает свойства, характерные для пропорционального и астатического регулирования. При отклонении регулируемой величины регулирующий орган вначале перемещается под действием пропорциональной составляющей в зависимости от величины регулируемого параметра, а затем перемещается дополнительно под действием астатической составляющей, устраняя статическую ошибку, т. е. остаточное отклонение регулируемой величины.

Системой автоматического регулирования называют замкнутую динамическую систему, состоящую из регулируемого объекта и автоматического регулятора; функциональная схема системы приведена на рис. 19.6.

Регулятор состоит из датчика (чувствительный элемент), управляющего элемента, иногда называемого «регулятором», исполнительного механизма и регулирующего органа.

В качестве датчиков применяются термометры сопротивления, гигрометры, мембраны, сильфоны, поплавковые устройства.

Роль управляющих элементов, усиливающих сигнал, поступивший от датчика, или преобразующих его в энергию другого вида, выполняют электронные и полупроводниковые усилители, например электронные потенциометры и электронные мосты.

Исполнительным механизмом могут быть электромагнитные и электромоторные приводы, мембранные и поршневые пневмоприводы или другие устройства, которые механически связываются с регулирующим органом.

В качестве регулирующих органов применяют плунжерные и поворотные клапаны на трубопроводах, воздушные клапаны (заслонки) и шиберы, реостатные и другие устройства, при помощи которых можно изменять регулируемую величину, например поток жидкости, воздуха или напряжение электрического тока.

В некоторых случаях датчик объединяют с управляющим элементом в одном приборе, часто именуемом регулятором.

Исполнительный механизм в большинстве случаев объединяется с регулирующим органом, как это, например, сделано у регулирующих электромоторных и электромагнитных клапанов (вентилей).

Регуляторы прямого действия просты в эксплуатации и не требуют посторонних источников энергии, однако их применение ограничено из-за незначительных усилий, развиваемых исполнительным органом, и невозможного перевода их на местное или дистанционное управление.

Регуляторы температуры прямого действия применяют для поддержания постоянства температуры в трубопроводах систем охлаждения, отопления и горячего водоснабжения. Они построены на манометрическом принципе и состоят из термобаллона, заполненного жидкостью, кипящей при невысоких температурах, которая через капилляр с сильфоном воздействует на шток и плунжер регулирующего клапана.

Регуляторы давления прямого действия служат для поддержания постоянства давления «до себя» и «после себя», т. е. перед или после регулятора, в трубопроводах систем отопления, теплоснабжения, холодного и горячего водоснабжения. Регулируемая жидкость или пар через сигнальную трубку воздействуют на мембранный привод клапана.

Регуляторы расхода прямого действия используют на абонентских вводах для поддержания постоянства расхода горячей воды. Действие их аналогично действию регуляторов давления, но отбор давления берется после диафрагмы.

Регуляторы уровня прямого действия применяются для регулирования уровней в резер-

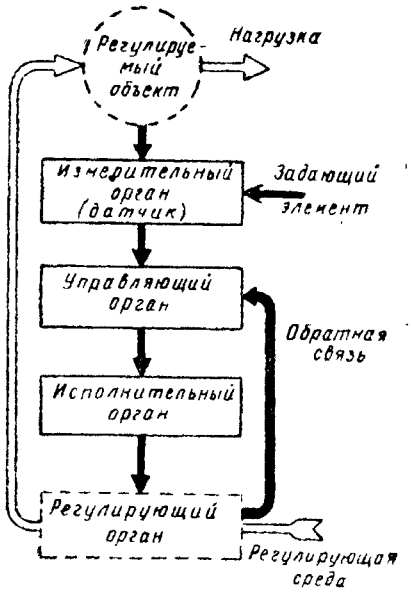


Рис. 19.6. Структурная схема системы автоматического регулирования

вуарах и обыкновенно состоят из поплавкового устройства, механически связанного с регулирующим клапаном.

Пневматические регуляторы температуры представляют собой биметаллический, дилатометрический, термоманометрический или иной измеритель температуры — термодатчик, который управляет системой сопло — заслонка или золотниковой системой, изменяя выходной сигнал — давление сжатого воздуха, подаваемого к мембранному или поршневому пневмоприводу. Эти регуляторы характеризуются высокой надежностью и простотой обслуживания.

Электрические регуляторы температуры, как и пневматические, преобразовывают и усиливают сигнал термодатчика, который управляет электроконтактным или реостатным устройством, производящим переключения или изменения напряжения в электрических схемах, управляющих электрическими исполнительными механизмами.

Электрические регуляторы более сложны, чем пневматические, требуют более квалифицированного обслуживания, но более универсальны, приспособлены для блокировок и могут выполнять более сложные задачи регулирования.

Регуляторы давления и расхода в качестве датчика имеют пружинный, мембранный, сильфонный элемент или кольцевой, поплавковый или колокольный дифференциальный манометр, управляющий посредством преобразователя или усилителя электриче-

ским или пневматическим выходом, сигналы которого поступают к исполнительному механизму.

Сигнализаторы и реле давления устанавливают для позиционного регулирования и сигнализации повышения или понижения давления или разности давлений.

Струйные реле и реле расхода предназначены для контроля, позиционного регулирования и сигнализации о наличии потока жидкости в трубопроводах.

Реле потока воздуха применяются для контроля, позиционного регулирования и сигнализации о наличии потока определенной скорости воздуха в воздуховодах.

Регуляторы влажности имеют чувствительные элементы гигрометрического или психрометрического типа. Выходной сигнал датчика усиливается или преобразуется в электрический или пневматический сигнал, поступающий к сигнальному устройству или исполнительному механизму.

Регуляторы уровня жидкостей применяются в резервуарах и других емкостях, в основном с датчиками в виде поплавкового устройства, управляющего контактной или реостатной электрической системой.

Все регуляторы делятся на регуляторы приборного и неприборного типов, т. е. имеющие или не имеющие устройств для отсчета или записи регулируемого параметра. Предпочтительней применение регуляторов неприборного типа как более дешевых, если нет надобности в контроле регулируемого параметра с места установки регулятора.

ГЛАВА 20

ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ АВТОМАТИЗАЦИИ ВНУТРЕННИХ САНИТАРНО-ТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ

20.1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Термин «автоматизация» подразумевает теплотехнический контроль, автоматическое регулирование, автоматическую защиту оборудования, управление электроприводами, блокировку и сигнализацию.

Известны три степени автоматизации санитарно-технических устройств.

Полная автоматизация — автоматизация всего основного и вспомогательного оборудования или систем, связанных единой технологической зависимостью, с автоматизированным выбором рационального режима; обслуживающий персонал проводит только контроль работы систем.

Комплексная автоматизация — автоматизация связанного между собой основного и вспомогательного оборудования или систем; обслуживающий персонал выбирает рациональный режим и контролирует работу систем.

Частичная автоматизация — автоматизация отдельных элементов оборудования или систем.

Целесообразность и степень автоматизации устанавливается в зависимости от назначения и вида систем, предъявляемых требований к точности поддержания параметров и экономической целесообразности. Срок окупаемости автоматизации не должен превышать 5 лет.

Для автоматизации следует применять минимальное количество приборов и средств автоматизации, как правило, из серийно выпускаемых отечественной промышленностью, причем номенклатура средств автоматизации для оснащения одного объекта должна быть по возможности единообразна.

Проектирование должно производиться с учетом максимальной индустриализации монтажа.

20.2. ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЙ КОНТРОЛЬ И СИГНАЛИЗАЦИЯ

Параметры, наблюдение за которыми необходимо для правильной и экономичной работы сантехнических систем, должны контролироваться показывающими приборами, причем на щиты автоматизации рекомендуется выносить только приборы контроля основных параметров, отображающих работу систем в целом. Приборы контроля промежуточных параметров должны устанавливаться по месту.

Параметры, необходимые для учета и анализа работы оборудования, должны контролироваться самопишущими или суммирующими приборами, а параметры, отклонение которых от нормы может привести к аварийному состоянию, браку продукции и нарушению технологического процесса, должны контролироваться сигнализирующими приборами.

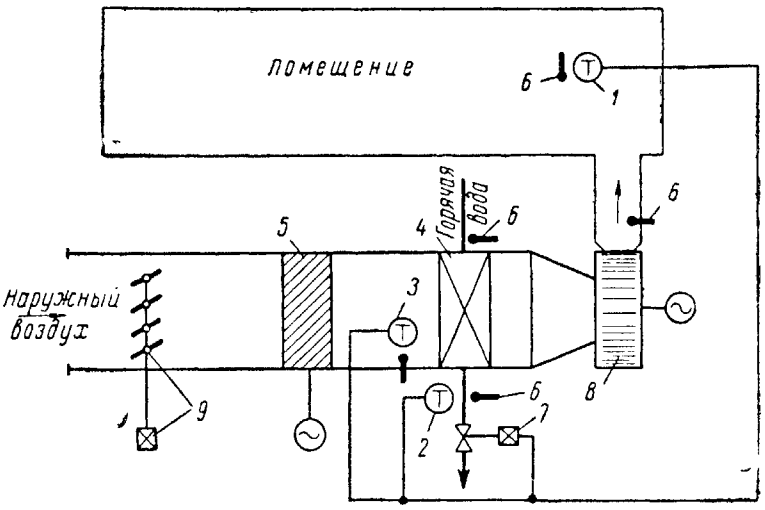


Рис. 20.1. Приточно-вентиляционная установка (теплоноситель вода)

1 — регулятор температуры воздуха в помещении; *2* — датчик защиты калорифера от замерзания по температуре теплоносителя; *3* — то же, по температуре воздуха перед калорифером; *4* — калорифер; *5* — фильтр; *6* — термометр; *7* — регулирующий клапан; *8* — вентилятор; *9* — приемный воздушный клапан (заслонка)

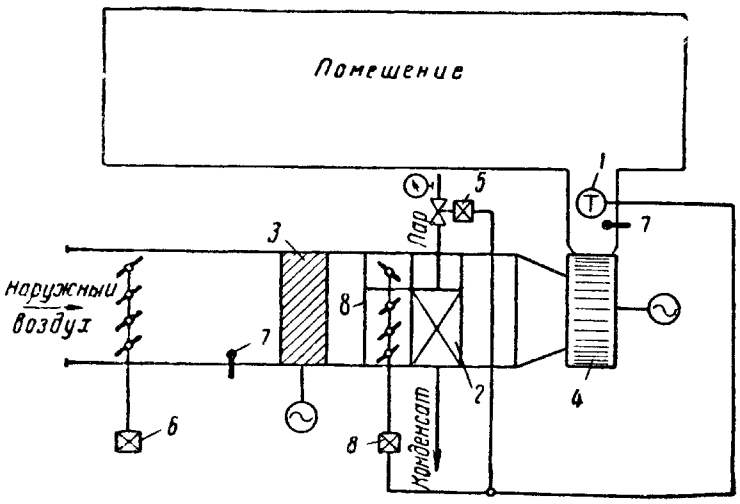


Рис. 20.2. Приточно-вентиляционная установка (теплоноситель пар)

1 — регулятор температуры приточного воздуха; *2* — калорифер; *3* — фильтр; *4* — вентилятор; *5* — двухпозиционный клапан; *6* — воздушный приемный клапан (заслонка); *7* — термометр; *8* — сдвоенный воздушный клапан с исполнительным механизмом

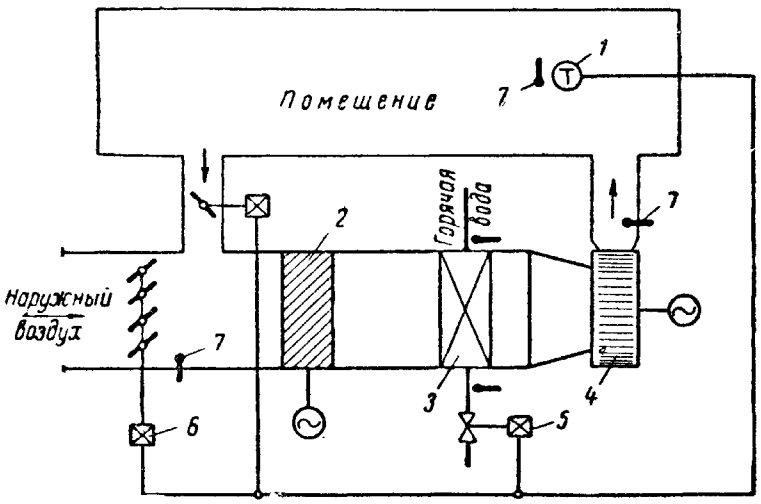


Рис. 20.3. Приточно-вентиляционная установка с рециркуляцией (теплоноситель вода)

1 — регулятор температуры воздуха в помещении; *2* — фильтр; *3* — калорифер; *4* — вентилятор; *5* — регулирующий клапан; *6* — воздушный приемный клапан; *7* — термометр

При дистанционном контроле нескольких однотипных параметров рекомендуется использовать общий показывающий или самопишущий вторичный прибор.

Для наладки систем автоматического регулирования и для производства испытаний следует предусматривать возможность включения переносных измерительных приборов (отборные устройства, бобышки, карманы и пр.).

Системы приточной вентиляции (рис. 20.1—20.3) следует оснащать приборами для измерения: температуры воздуха в обслуживаемых помещениях, приточного и наружного воздуха, температуры воды до и после калориферов и давления пара до калориферов.

Указания о точках, подлежащих оснащению приборами для контроля систем кондиционирования воздуха, приведены в главе 7.

Для вентиляционных установок или кондиционеров, расположенных в одном здании или помещении, контроль температуры наружного воздуха, температуры и давления холодной воды, подаваемой к кондиционерам, температуры или давления теплоносителя перед калориферами можно осуществлять общими измерительными приборами.

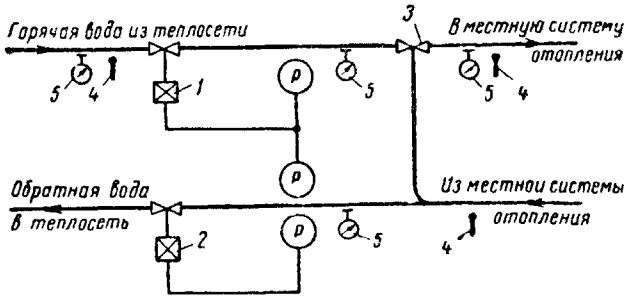


Рис. 20.4. Тепловой ввод с элеватором

1 — регулятор расхода воды в системе отопления; *2* — регулятор давления (подпора) в обратном трубопроводе системы отопления; *3* — элеватор; *4* — термометр; *5* — манометр

Абонентские тепловые вводы с элеваторами (рис. 20.4) и с насосным подмешиванием следует оснащать приборами для контроля давления и температуры воды в подающем трубопроводе тепловой сети, температуры воды на входе и на выходе из системы отопления, давления воды до и после элеваторов или насосов и давления сетевой воды в обратном трубопроводе.

Для тепловых вводов с насосным подмешиванием необходимо дополнительно предусматривать приборы сигнализации аварийного отключения насосов.

Абонентские тепловые вводы с безэлеваторным присоединением должны быть оснащены приборами для контроля температуры и давления воды в подающем трубопроводе теплосети, давления воды на входе и на выходе из системы отопления, температуры обратной воды от каждой ветви системы отопления.

Абонентские тепловые вводы с независимым присоединением системы отопления через водоводяной подогреватель следует оснащать приборами для контроля температуры и давления воды в подающем, обратном трубопроводе тепловой сети, температуры воды в системе отопления после подогревателя, давления обратной воды в системе отопления до насосов, температуры и давления обратной воды в системе отопления после насосов и сигнализацией аварийного отключения насоса системы отопления.

При присоединении к абонентскому вводу нескольких разнородных потребителей тепла (отопление, горячее водоснабжение и т. д.) рекомендуется предусматривать общий контроль температуры воды в обратном трубопроводе тепловой сети.

Абонентские вводы пара необходимо оснащать приборами для контроля температуры и дав-

ления пара в тепловой сети и давления пара в системе отопления.

На тепловых вводах желательно предусматривать тепломеры или устанавливать горячеводные водомеры.

Открытые баки для сброса конденсата оснащаются приборами для контроля и сигнализации аварийного уровня конденсата в баке, контроля давления и температуры конденсата после насосов.

При закрытых системах сбора конденсата следует предусматривать приборы для контроля температуры и избыточного давления конденсата в баке.

Расширительные сосуды систем водяного отопления надо оснащать приборами для сигнализации нижнего аварийного уровня воды в сосуде.

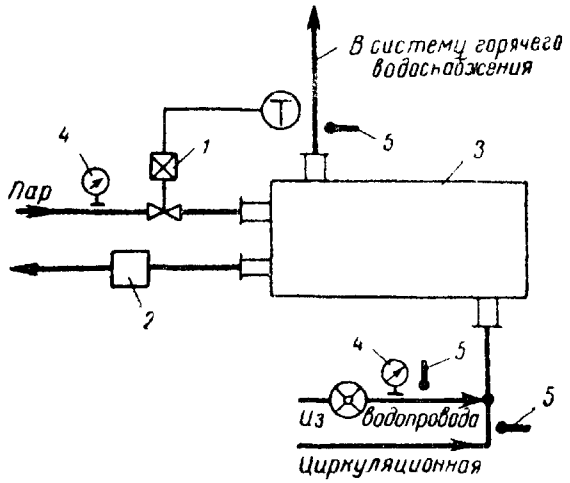


Рис. 20.5. Система горячего водоснабжения с емким или скоростным пароводяным подогревателем

1 — регулятор температуры горячей воды; *2* — конденсатоотводчик; *3* — водоподогреватель; *4* — манометр; *5* — термометр

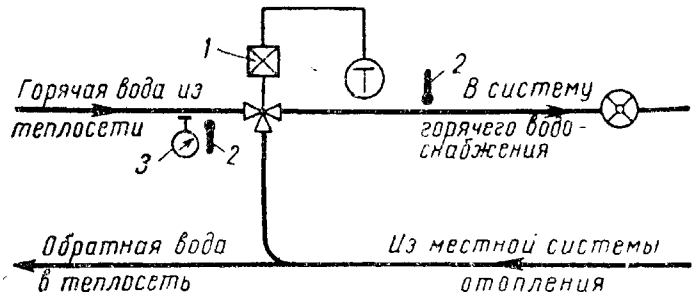


Рис. 20.6. Система горячего водоснабжения с непосредственным водоразбором

1 — регулятор температуры горячей воды; *2* — термометр; *3* — манометр

Системы горячего водоснабжения с емкими и скоростными пароводяными подогревателями (рис. 20.5) следует оснащать приборами для контроля: давления пара на входе в подогреватель, давления и температуры воды в водопроводе, температуры воды, выходящей из подогревателя, температуры циркуляционной воды.

Системы горячего водоснабжения с открытым баком при теплоносителе паре необходимо оснащать приборами для контроля, давления пара перед змеевиком, температуры горячей воды в баке, температуры водопроводной воды.

Системы горячего водоснабжения со скоростными водоводяными подогревателями необходимо оснащать приборами для контроля: температуры и давления воды в подающем и обратном трубопроводах тепловой сети, давления и температуры воды в водопроводе, температуры воды, выходящей из подогревателя, температуры циркуляционной воды и температуры воды между ступенями подогревателей.

Системы горячего водоснабжения с непосредственным водоразбором (рис. 20.6) надо оснащать приборами для контроля температуры и давления горячей воды в тепловой сети и температуры горячей воды в системе горячего водоснабжения после смесителя.

Все системы горячего водоснабжения следует, как правило, оснащать водомерами для учета расхода воды, устанавливаемыми на ответвлениях от водопроводной сети к водонагревателям (холодные водомеры) и на подающем трубопроводе горячей воды в системах с непосредственным водоразбором (горячеводные водомеры).

Водопроводный ввод в здание следует оснащать приборами для контроля расхода воды и давления воды до и после подпиточного насоса.

Приямки для сбора воды, откачиваемой из них насосами в водосток, следует оснащать приборами для контроля давления воды после насосов и сигнализации верхнего аварийного уровня воды в приямке.

20.3. АВТОМАТИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Выбор системы автоматического регулирования по характеру действия (позиционное, пропорциональное, изодромное) и по виду используемой энергии (пневматическая, электрическая, гидравлическая) производится в зависимости от назначения систем требуемой точности поддержания параметров и экономической целесообразности.

Пневматические системы автоматического регулирования применяют, как правило, при наличии в здании сетей сжатого воздуха с давлением не менее 2 *кГ/см*^{2}, а также при установке приборов в пожаро- и взрывоопасных помещениях.

Электрические системы автоматического регулирования используют, когда в здании нет сетей сжатого воздуха, а устройство специальных установок для его приготовления экономически нецелесообразно и если реализация сложных функциональных зависимостей при пневматических регуляторах затруднена.

При большом числе регулирующих органов рекомендуется применять электропневматические системы, состоящие из электрических датчиков и пневматических исполнительных механизмов.

Гидравлические (с использованием воды) системы, как правило, применяют для автоматизации тепловых вводов и систем горячего водоснабжения.

В случаях, когда перерывы в работе санитарно-технического оборудования недопустимы, предусматривают устройства (байпасные панели, кнопки управления

и т. д.), позволяющие осуществлять дистанционное ручное управление исполнительными механизмами.

Автоматическое регулирование следует по возможности проектировать комплексно для всех санитарно-технических систем здания.

Системы приточной вентиляции, совмещенной с отоплением, следует, как правило, оснащать приборами автоматического регулирования температуры воздуха в обслуживаемых помещениях (см. рис. 20.1 и 20.3), а системы, не совмещенные с отоплением, — приборами регулирования температуры приточного воздуха (см. рис. 20.2).

Поддержание заданной температуры воздуха в помещениях, обслуживаемых системами вентиляции, осуществляется изменением температуры приточного воздуха или количества приточного воздуха, а также обоими способами одновременно.

Автоматическое регулирование температуры воздуха, подаваемого системами приточной вентиляции, производят смешением наружного и рециркуляционного воздуха или изменением теплопроизводительности калориферов или обоими способами одновременно.

Изменять теплопроизводительность калориферов в системах приточной вентиляции рекомендуется, как правило, регулирующим клапаном на обратной линии теплоносителя при теплоносителе воде, а также сдвоенным распределительным воздушным клапаном (заслонкой) перед калорифером при теплоносителе паре.

Смешение различных количеств наружного и рециркуляционного воздуха в системах приточной вентиляции следует производить проходными воздушными клапанами (заслонками), установленными в каналах наружного и рециркуляционного воздуха, или сдвоенным смесительным воздушным клапаном в месте слияния этих каналов.

Выбирать способ изменения производительности вентилятора (клапан, направляющий аппарат, изменение числа оборотов) необходимо в зависимости от требуемого диапазона регулирования и производительности вентилятора, отдавая предпочтение направляющим аппаратам для вентиляторов одностороннего всасывания и индукторным муфтам скольжения для вентиляторов двустороннего всасывания.

Датчики для регулирования температуры и относительной влажности воздуха помещений следует устанавливать в характерных точках обслуживаемых помещений, но допускается установка их и в рециркуляционных каналах, если это не внесет значительных запаздываний в процесс регулирования.

Датчики не должны подвергаться воздействию тепла от нагретых поверхностей и устанавливаться в местах с недостаточной циркуляцией воздуха и в зоне непосредственного воздействия потока приточного воздуха.

Во всех помещениях с неравномерными тепло- или влаговыделениями датчики следует устанавливать в каждой из зон с равномерными нагрузками и вести зональное регулирование. Регулирование по средним суммарным результатам, как правило, приводит к существенным отклонениям от заданной величины.

В системах приточной вентиляции и кондиционирования воздуха, обслуживающих большое число помещений с постоянными теплоизбытками, допускается установка датчиков температуры в приточных или рециркуляционных каналах.

Датчики для регулирования давления или разности давлений в помещениях, камерах статического давления или приточных каналах должны устанавливаться непосредственно внутри них.

20.4. АВТОМАТИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ

Для соблюдения тепловых режимов в отапливаемых помещениях и для экономии тепла рекомендуется предусматривать центральное, местное — групповое или индивидуальное регулирование отпуска тепла потребителям.

Центральное регулирование при теплоносителе воде осуществляется изменением температуры горячей воды непосредственно на ТЭЦ и в котельных в зависимости от температуры наружного воздуха.

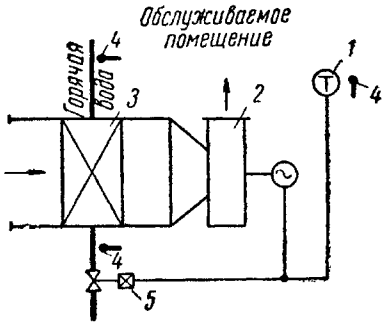


Рис. 20.7. Отопительный агрегат (теплоноситель вода)

1 — регулятор температуры воздуха в помещении; *2* — вентилятор; *3* — калорифер; *4* — термометр; *5* — двухпозиционный клапан

Местное регулирование отопления зданий дополняет центральное регулирование и его производят, как правило, на абонентских вводах.

Абонентские тепловые вводы с элеваторами (см. рис. 20.4) и насосами подмешивания, а также при независимом присоединении системы отопления через водоподогреватель, присоединенный к водяной тепловой сети, оснащают приборами автоматического регулирования, поддерживающими постоянный расход воды из тепловой сети. Регулятор устанавливают перед элеватором-насосом подмешивания или водоподогревателем.

Если давление воды в обратном трубопроводе тепловой сети меньше, чем статическое давление в местной системе отопления, для поддержания необходимого давления в системе на обратном трубопроводе устанавливают второй регулятор давления (см. рис. 20.4).

При теплоносителе паре вводы оснащают приборами для автоматического регулирования температуры воздуха в контрольных помещениях, открывая и закрывая соленоидный вентиль на паропроводе. Кроме того, регулируется давление пара в местной системе отопления.

Индивидуальное автоматическое регулирование температуры воздуха в отапливаемых помещениях осуществляется регуляторами, устанавливаемыми непосредственно у нагревательных приборов.

В помещениях, имеющих два нагревательных прибора, рекомендуется устанавливать регулятор на одном из нагревательных приборов. В помещениях, имеющих более двух приборов, регуляторы желательно устанавливать на 70% поверхности нагрева или обосновывать принимаемое решение расчетом.

Для отопительных агрегатов в промышленных зданиях (рис. 20.7 и 20.8) следует предусматривать, как правило, двухпозиционное автоматическое регулирова-

ние температуры воздуха в помещении включением и отключением теплоносителя и вентиляторов каждого агрегата или группы агрегатов.

На баках для сбора конденсата следует устанавливать приборы для автоматического включения насосов при наполнении бака до верхнего уровня и отключения при нижнем уровне.

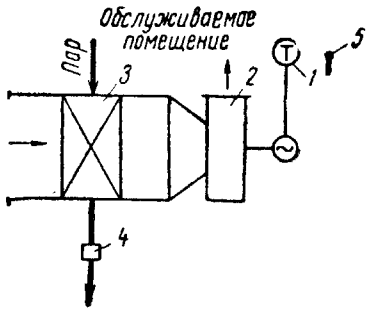


Рис. 20.8. Отопительный агрегат (теплоноситель пар)

1 — регулятор температуры воздуха в помещении; *2* — вентилятор; *3* — калорифер; *4* — конденсатоотводчик; *5* — термометр

На расширительных сосудах систем водяного отопления рекомендуется устанавливать приборы для автоматической подпитки систем открыванием электромагнитного вентиля на водопроводной линии при нижнем уровне воды и закрыванием — при верхнем уровне.

В разветвленных водяных сетях систем теплоснабжения зданий рекомендуется устанавливать регуляторы постоянства давления в ответвлениях, идущих к системам отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха.

20.5. АВТОМАТИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ СИСТЕМ ГОРЯЧЕГО И ХОЛОДНОГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

Системы горячего водоснабжения с емкими и скоростными пароводяными подогревателями (см. рис. 20.5), с открытыми баками, подогреваемыми паром, и со скоростными водоводяными подогревателями оснащаются прибором для автоматического регулирования температуры горячей воды — клапаном, установленным на паропроводе или на подающем трубопроводе теплосети.

Системы горячего водоснабжения с непосредственным водоразбором (см. рис. 20.6) следует оснащать приборами для автоматического регулирования температуры горячей воды, смешивая воду из подающего трубопровода тепловой сети и обратную воду из местной системы отопления.

Водопроводные вводы оснащаются приборами для автоматического регулирования давления воды включением и выключением подпиточных насосов.

Приямки для сбора условно чистой воды, откачиваемой насосами в водосток, оснащают приборами для автоматического включения перекачивающих насосов при наполнении приямка до верхнего уровня и отключения насосов при нижнем уровне.

20.6. АВТОМАТИЧЕСКАЯ ЗАЩИТА ОБОРУДОВАНИЯ И БЛОКИРОВКИ

Автоматическую защиту калориферов от замораживания следует предусматривать при выключенной системе, если возможно проникание в калорифер воздуха с отрицательной температурой, и при работающей системе, если возможно падение давления или нарушение температурного графика сетевой воды при отрицательной температуре воздуха, поступающего в калорифер.

При остановленном кондиционере или приточной камере в случае падения температуры воздуха перед калорифером ниже +3° С датчик *3* (см. рис. 20.1) открывает регулирующий клапан *7* на теплоносителе и закрывает его, если перед калорифером температура воздуха достигнет +3° С независимо от действия других регуляторов, соединенных с клапаном *7*. Для предохранения калориферов от замерзания в момент запуска системы предусматривают дистанционное открытие клапана *7* на теплоносителе, при помощи которого прогреваются калориферы до открытия клапана *9* (заслонки) в канале наружного воздуха и включения вентилятора *8*.

Для защиты работающей системы на трубопроводе обратной воды необходимо устанавливать датчик температуры *2*, сигнализирующий об аварии или отключающий установку и открывающий регулирующий клапан *7*, если температура обратной воды упадет ниже +30° С.

При температуре воздуха, поступающего в калорифер, +5° С и выше датчик температуры обратной воды *2* должен быть отключен датчиком температуры воздуха перед калорифером *3*.

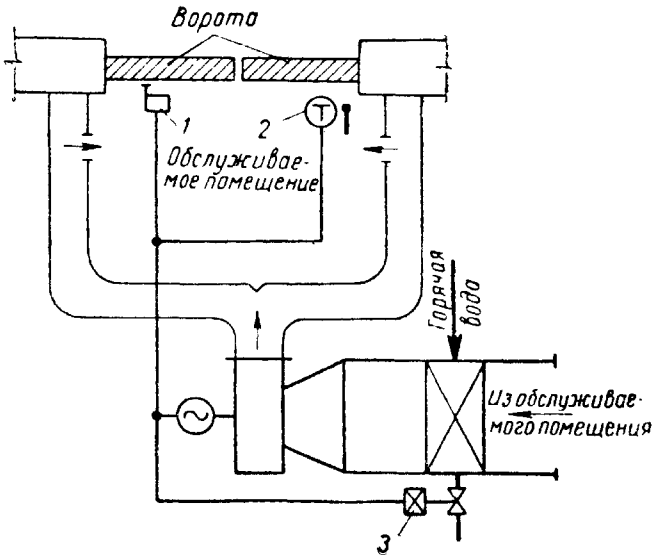


Рис. 20.9. Воздушно-тепловая завеса (теплоноситель вода)

1 — блокировка включения завесы; *2* — блокировка выключения завесы; *3* — двухпозиционный клапан

В системах вентиляции и кондиционирования воздуха следует, как правило, предусматривать блокировку исполнительных механизмов клапанов (заслонок) наружного и выбрасываемого воздуха, а также клапанов на трубопроводах тепло- и холодоносителя с электродвигателем вентилятора. В системах приточной вентиляции и кондиционирования воздуха, работающих с переменным количеством наружного и рециркуляционного воздуха, надо предусматривать устройства, фиксирующие приемный воздушный клапан (заслонку) в положении, соответствующем санитарной норме наружного воздуха.

При регулировании теплопроизводительности калориферов, работающих на паре, следует предусматри-

вать клапан, прекращающий подачу пара при полностью закрытых створках воздушного клапана (заслонки) перед калорифером.

При дистанционном управлении системами вентиляции и кондиционирования рекомендуется предусматривать блокировку электродвигателей насоса, фильтра, рециркуляционного или вытяжного вентилятора с электродвигателем приточного вентилятора.

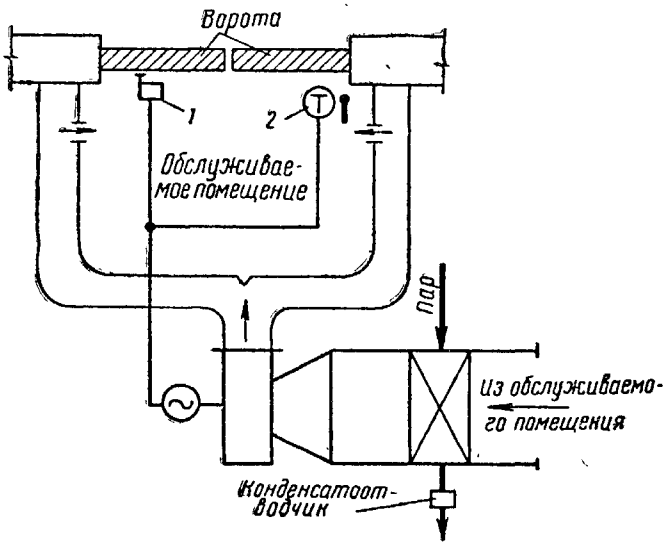


Рис. 20.10. Воздушно-тепловая завеса (теплоноситель пар)

1 — блокировка включения завесы; *2* — блокировка выключения завесы

Электродвигатели вытяжных вентиляторов, обслуживающих местные отсосы от технологического оборудования, рекомендуется блокировать с пусковым устройством технологического оборудования.

Необходимо предусматривать блокировку включения вентилятора воздушно-тепловых завес (рис. 20.9 и 20.10) с открыванием ворот, а отключение после закрытия ворот должно происходить по сигналу от датчика температуры, установленного вблизи ворот.

При теплоносителе воде необходимо также предусматривать блокировку клапана *3* (рис. 20.9) на трубопроводе горячей воды с включением и выключением завесы.

20.7. УПРАВЛЕНИЕ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯМИ

Управление электродвигателями санитарно-технических систем в зависимости от расположения средств управления (кнопки, ключи) делится на местное, дистанционное и телеуправление.

При местном управлении электродвигателями кнопки и ключи управления надо размещать на местных щитах или непосредственно у электродвигателей.

При дистанционном управлении электродвигателями следует, как правило, блокировать управление всеми электродвигателями данной системы и предусматривать сигнализацию их включения. Для электродвигателей, расположенных в других помещениях или вне пределов видимости со щита управления, следует предусматривать по месту кнопки опробования и выключатель безопасности.

Для электродвигателей, работающих в автоматическом режиме, необходимо предусматривать установку избирателя управления; рекомендуется также предусматривать сигнализацию их аварийного отключения.

Телеуправление — система, при которой управление несколькими электроприводами осуществляется по малопроводным линиям связи, число которых меньше общего числа управляемых приводов, для санитарно-технических систем телеуправление употребляется редко.

Блокировка электроприводов обеспечивает последовательность пуска и остановки взаимосвязанных механизмов и автоматический пуск ряда механизмов от общего пускового устройства.

Сигнализация состояния электропривода сообщает о включении и выключении электродвигателя или о направлении его вращения.

Аварийная сигнализация оповещает об остановке электродвигателя по причинам неисправности.

Рубильники и пакетные выключатели служат для ручного подключения электроприводов к сети напряжением не более 380 *в* при номинальном токе до 100 *а*.

Автоматы служат для ручного включения и автоматического защитного отключения электроприводов, т. е. выполняют функции включения (рубильник) и защиты (предохранители).

Магнитные пускатели, контакторы и станции управления — устройства, в которых включение и выключение силовых контактов, подключающих электроприводы к сети, осуществляется с помощью электромагнитов, управляемых дистанционно или автоматически. Пускатели отличаются от контакторов защитным кожухом и блок-контактами (не более четырех), применяемыми в схемах управления, а также тепловыми реле для защиты электродвигателей от перегрузок.

Кнопки управления служат для пуска и остановки двигателей путем замыкания и размыкания контактов цепей управления. Кнопки бывают одноштифтовые (для опробования механизмов), двухштифтовые (для пуска и остановки электроприводов) и трехштифтовые (для реверса механизмов — вперед, стоп и назад).

Ключи управления представляют собой набор пакетов-переключателей, при помощи которых производятся различные операции в схемах управления.

Сигнальные лампы и световые табло — сигнализаторы с различными по цвету стеклами или с надписями, устанавливаемые на щитах.

Реле — электромагнитные устройства, служащие для автоматического замыкания и размыкания электрических цепей управления и автоматики при изменении тока или напряжения в цепи, питающей катушку реле. Тепловые реле защищают электродвигатели от перегрузки и отключают их при увеличении силы тока в цепи двигателя на 10—20% против номинальной. Реле времени имеют контакты, замыкающиеся или размыкающиеся через некоторое время — от доли секунды до нескольких минут.

Конечные и путевые выключатели служат для ограничения или сигнализации перемещения механизмов или их частей. Они замыкают или размыкают электрические контакты, участвующие в схемах управления.

20.8. ДИСПЕТЧЕРИЗАЦИЯ

Диспетчеризацию автоматизированных санитарно-технических систем рекомендуется предусматривать для

крупных промышленных предприятий и общественных зданий. На нее возлагаются централизованные управления работой систем, контроль наиболее характерных параметров и сигнализацию состояния систем и их аварийное отключение.

Диспетчеризация должна обеспечивать оперативность контроля и управления, полное или частичное сокращение дежурного персонала у оборудования и местных щитов автоматизации, экономию электроэнергии, холодо- и теплоносителя. Применение диспетчеризации, не дающей экономического эффекта, не допускается.

Диспетчеризацию санитарно-технических систем целесообразно объединять с диспетчеризацией технологических процессов, энергоснабжения и других служб.

Диспетчерскому персоналу необходимо обеспечить дистанционное измерение основных параметров состояния воздуха в помещениях, а также параметров теплои холодоносителя. В ряде случаев желательна замена контроля сигнализацией предельных значений параметров или отклонения их от заданного значения.

Установка регистрирующих приборов на диспетчерском пункте должна быть предельно ограничена и выполнена при помощи малогабаритных приборов. Вспомогательные величины, как правило, следует регистрировать контрольно-измерительными приборами, установленными на местных щитах.

В целях сосредоточения в одном месте оперативного руководства всей сантехнической службой объекта на диспетчера возлагается руководство аварийно-ремонтной бригадой.

РАЗДЕЛ III

ПРОТИВОПОЖАРНЫЕ МЕРОПРИЯТИЯ

ГЛАВА 21

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

21.1. ОБЩИЕ ДАННЫЕ

По пожарной опасности технологических процессов все производства подразделяются (СНиП II-М.2-62) на пять категорий: А и Б — пожаро- и взрывоопасные производства; В — пожароопасные производства; Г и Д — производства, связанные с обработкой несгораемых веществ в горячем и холодном состоянии.

Строительные материалы и конструкции по степени возгорания подразделяются на три группы: несгораемые, трудносгораемые и сгораемые.

Стальные, асбестоцементные, шлакобетонные, кирпичные и тому подобные воздуховоды и ограждения вентиляционных камер и шахт относятся к группе несгораемых.

Воздуховоды, вентиляционные шахты и ограждения вентиляционных камер из дерева, с одной стороны оштукатуренные по минеральному войлоку, а с другой обитые листовой сталью также по войлоку, относятся к группе трудносгораемых.

Незащищенные фанерные и деревянные воздуховоды и соответствующие конструкции из этих материалов относятся к группе сгораемых.

Для целей пожарной профилактики и уменьшения опасности взрывов и пожаров в цехах категории производств А, Б и В следует всегда предусматривать приточно-вытяжную вентиляцию. При отсутствии естественной вытяжки объем приточного воздуха принимается в размере 90—95% объема механической вытяжки.

В этих же помещениях независимо от принятой системы вентиляции необходимо также предусматривать вытяжку из верхней зоны в объеме не менее однократного обмена воздуха в час.

На случай возникновения пожара при пуске электродвигателя пожарного насоса[1] необходимо предусматривать возможность быстрого выключения всей приточно-вытяжной вентиляции и автоматическое отключение линий, питающих электродвигатели систем вентиляции и кондиционирования воздуха.

Выключение вентиляционных установок помещений категорий производств А, Б и В должно производиться централизованно. В одноэтажных и верхних этажах многоэтажных зданий вредные пары и газы (плотностью 0,8 и менее по отношению к плотности воздуха) следует, как правило, удалять из верхней зоны за счет естественной вытяжки.

В помещениях, где отходами, основным сырьем или готовым продуктом является ацетилен, механическая вытяжка не допускается (как из верхней, так и из нижней зоны).

Не допускается также устройство местных отсосов с механической вытяжкой от оборудования и аппаратов, где возможно выделение ацетилена.

Воздуховоды, через которые удаляются газы с объемным весом 0,8 и менее по отношению к воздуху, должны быть по всей длине проложены с подъемом к вентилятору. Устройство каких-либо петель-опусков не допускается.

Эжекторное побуждение взамен вентиляторов в системах местной вытяжной вентиляции рекомендуется применять в следующих случаях:

а) при выделении пыли, которая может взорваться не только от удара, но и от трения;

б) при выделении большого количества взрывоопасных газов и паров (ацетилен, эфир и т. п.).

Вытяжные установки, обслуживающие местные отсосы в помещениях категорий производств А и Б, должны быть по возможности сблокированы с технологическим оборудованием, исключающим работу этого оборудования при выключенном вентиляторе.

Концентрация горючих паров и газов, а также взрывоопасной пыли в воздуховодах вытяжных и аспирационных систем и систем пневмотранспорта не должна превышать 50% нижнего предела их взрывания.

В производствах, в которых возможно выделение большого количества горючей или взрывоопасной пыли, рекомендуется наряду с аспирационными установками применять гидрообеспыливание, если это допускается условиями технологического процесса.

Гидрообеспыливание или увлажнение воздуха помещений не допускается применять в тех случаях, когда влага, соединяясь с пылью, образует взрывоопасные смеси или газы, например в рудомялках сернокислотных заводов, при производстве карбида кальция и т. п.

Помещения категорий производств Б и В, в которых происходит выделение больших количеств пыли, рекомендуется снабжать стационарными или передвижными пылесосными установками для систематического удаления пыли со стен, оборудования и т. п. (при наличии взрывоопасной пыли пылесосные установки должны быть выполнены во взрывозащищенном исполнении).

---

[1] Более подробно о выключении систем вентиляции см. «Правила и нормы техники безопасности и промышленной санитарии для проектирования и эксплуатации пожаро- и взрывоопасных производств химической и нефтехимической промышленности». «Недра», 1967.

В помещениях категорий производств А, Б и В, в которых технологический процесс может сопровождаться образованием большого количества статического электричества, на участках, где имеется наибольшее количество трущихся элементов, следует поддерживать относительную влажность в пределах 75% (абсолютное содержание влаги воздуха не менее 9—9,5 *г/м*³).

В подстанциях, распределительных устройствах и распределительных пунктах при их пристройке к взрывоопасным компрессорным и насосным с сжиженными газами, а также к помещениям с горючими газами с удельным весом более 0,8 по отношению к воздуху должен быть предусмотрен гарантированный подпор воздуха не менее 5 *кг/м*² при кратности обмена не менее 5. Забор воздуха для подпора должен быть самостоятельным с отметки не менее 20 *м* от уровня земли и осуществляться из тех мест, где исключено образование взрывоопасных концентраций.

В помещениях категорий производств А и Б следует (согласно § 24—26 «Правил защиты от статического электричества в производствах химической промышленности») заземлять оборудование и трубопроводы, расположенные в цехе, а в наружных установках — на эстакадах и в каналах. Эти установки должны представлять на всем протяжении непрерывную цепь и присоединяться к заземляющим устройствам.

Фланцевые соединения трубопроводов и аппаратов, соединения корпусов аппаратов с крышкой и соединения на разбортовке имеют достаточную электрическую проводимость и не требуют установки специальных шунтирующих перемычек.

Для того чтобы обеспечить непрерывность электрической цепи, рекомендуется тщательная зачистка не менее двух болтов и прокладка луженых шайб под головками и гайками болтов с зачисткой мест соприкосновения, причем каждая система аппаратов и трубопроводов, отвечающая вышеприведенным требованиям, должна быть в пределах цеха заземлена не менее чем в двух местах.

21.2. АВАРИЙНАЯ ВЕНТИЛЯЦИЯ

В помещениях категорий производств А и Б, в которых возможно выделение больших количеств взрывоопасных или ядовитых паров и газов, должна предусматриваться аварийная вытяжная вентиляция.

Объем аварийной вытяжной вентиляции, кроме помещений насосных, принимается равным не менее 8 обменов воздуха в час по полному внутреннему объему помещения с учетом постоянно действующей механической вытяжной вентиляции (общеобменной и местной). В насосных восьмикратный воздухообмен аварийной вентиляции проектируется дополнительно к постоянно действующей механической вытяжной вентиляции (общеобменной и местной).

Возможность выделения большого количества взрывоопасных паров или газов, необходимость устройства аварийной вентиляции с кратностью воздухообмена более указанной устанавливается технологической частью проекта.

В помещениях категорий производств Б аварийная вентиляция может не устраиваться там, где основной вредностью является пыль независимо от ее токсичности и взрываемости.

Аварийную вытяжную вентиляцию следует предусматривать из зон наибольшего скопления газов; для тяжелых газов — из нижней зоны помещения. При размещении в этих случаях вентиляторов в окнах на высоте более 1,5 *м* от пола необходимо предусматривать специальные опуски. Аварийная вытяжная вентиляция механическим притоком не компенсируется; при ее работе допускается временное охлаждение помещения. Приток предусматривается через оконные и дверные проемы.

В тех случаях, когда состав взрывоопасных газов и паров не допускает пропуск их через вентиляторы, следует предусматривать аварийную приточную вентиляцию (без подогрева). В качестве вентиляторов (для аварийной вентиляции) рекомендуется применять преимущественно осевые вентиляторы во взрывобезопасном исполнении с электродвигателями во взрывозащищенном исполнении.

При наличии только токсичных газов допускается применять вентиляторы и электродвигатели в обычном исполнении.

Выброс воздуха от установок аварийной вентиляции допускается делать на уровне установки осевых вентиляторов независимо от этажности здания, однако не ближе 20 *м* от возможных источников воспламенения (огневых печей, дымовых труб и т. п.). Выброс взрывоопасных смесей не должен производиться в непроветриваемые участки заводской территории.

Если со стороны здания, где установлены вентиляторы, имеются открытые производственные площадки (этажерки), примыкающие непосредственно к цеху, выброс воздуха от установок аварийной вентиляции следует производить выше обслуживаемых площадок.

Аварийная вентиляция должна быть сблокирована с сигнализирующими устройствами и автоматически включаться в работу от этих устройств.

Кроме автоматического включения аварийной вентиляции необходимо предусматривать также и ручное включение, пусковые устройства которого следует располагать у одной из основных входных дверей снаружи помещения.

При наличии в цехах производств категорий А и Б только одного постоянно действующего вытяжного вентилятора и отсутствии при этом аварийной вентиляции или при ее производительности, меньшей, чем постоянно действующая установка, необходимо установить резервный вентилятор, сблокированный с рабочим.

21.3. ВЕНТИЛЯЦИОННЫЕ КАМЕРЫ И ТАМБУРЫ-ШЛЮЗЫ

Вентиляционное оборудование приточных и вытяжных установок общеобменной вентиляции (в том числе и кондиционеры) следует располагать в выгороженных помещениях (так называемых специальных вентиляционных камерах) в следующих случаях:

а) при обслуживании помещений категорий производств А и Б;

б) при обслуживании категорий производств В, если производительность вентиляционной установки более 50 000 *м*³/*ч* или установлены центральные кондиционеры;

в) при размещении установок на чердаках или в подвалах общего назначения, а также в складских помещениях со сгораемыми товарами или несгораемыми товарами в сгораемой упаковке. В отдельных случаях при соответствующих обоснованиях для случаев, указанных в пунктах «б» и «в», вентиляционных камер можно не делать.

Использование вентиляционных камер, обслуживающих взрывоопасные и пожароопасные помещения, для каких-либо других целей, кроме своего прямого назначения, недопустимо.

Вентиляционное оборудование систем аварийной вентиляции и вытяжных систем, обслуживающих местные отсосы, допускается устанавливать непосредственно в помещениях производств категорий А и Б при условии установки электродвигателей на одной оси с вентилятором и применении вентиляционного оборудования во взрывозащищенном исполнении соответствующего классу помещения.

Вытяжные установки, удаляющие воздух относительной влажностью 70%, целесообразно размещать вне здания (на кровле открытых площадок и т. п.). В этом случае, а также при установке крышных вентиляторов на кровле устройство вентиляционных камер не требуется.

Не допускается устанавливать в одной вентиляционной камере вентиляторы приточных или вытяжных установок, обслуживающие помещения, разделенные противопожарными преградами; вентиляторы вытяжных установок, обслуживающие производства категорий А и Б, совместно с вентиляторами, обслуживающими невзрывоопасные помещения; вентиляторы вытяжных установок, обслуживающие помещения производств категории А, совместно с вентиляторами, обслуживающими помещения производств категорий Б.

Вентиляторы приточных установок, обслуживающие производственные помещения с различной степенью пожароопасности, допускается устанавливать в одной общей вентиляционной камере при установке на подающих линиях автоматических обратных клапанов.

Вентиляционные камеры выполняются:

для зданий I и II степеней огнестойкости — из несгораемых материалов с пределом огнестойкости не менее 1 *ч*;

для зданий III, IV и V степеней огнестойкости — из трудносгораемых материалов с пределом огнестойкости 0,75 *ч*.

С точки зрения пожарной опасности помещения изолированных вентиляционных камер, обслуживающих взрывоопасные цехи, следует принимать: при установке вытяжных вентиляторов — на один класс ниже класса обслуживаемого помещения; при установке приточных вентиляторов — как невзрывоопасные помещения.

Класс производственных помещений с точки зрения требований, предъявляемых к электрооборудованию, устанавливается согласно «Правилам устройства электроустановок» (ПУЭ).

Вентиляционные камеры рекомендуется располагать в помещениях, легко доступных и достаточно свободных для проведения работ по ремонту, монтажу, демонтажу и наблюдению за установками.

Выходы из вентиляционных камер с приточными вентиляторами, обслуживающие помещения производств категорий А и Б, должны предусматриваться наружу, в лестничные клетки или коридор. Допускается устройство выходов в помещения производств категорий Г и Д.

Выходы из вентиляционных камер с вытяжными вентиляторами, обслуживающие помещения производств категорий А и Б, должны предусматриваться непосредственно наружу или через тамбур-шлюз в лестничную клетку и коридор.

Допускается устройство выходов из вентиляционных камер площадью до 100 $м^2$ непосредственно в обслуживаемые ими помещения (категории А и Б) при условии установки (в камерах и обслуживаемых помещениях) однотипного по взрывозащищенности оборудования и устройства дистанционного выключения вентиляционных установок, располагаемых в камерах.

В вентиляционных камерах, обслуживающих производства категорий А и Б, необходимо предусматривать естественную вытяжку в объеме не менее однократного обмена воздуха в час, а в камерах с приточными вентиляторами, кроме того, приток в объеме не менее 2—3 обменов воздуха в час.

Подача воздуха в вентиляционные камеры может осуществляться от приточных установок, обслуживающих тамбуры-шлюзы; от ближайших приточных установок, обслуживающих производства категорий В, Г и Д; от специальных приточных установок, а при конструктивных затруднениях — непосредственно от вентиляторов приточных установок, располагаемых в этих камерах.

В тамбурах-шлюзах производств категорий А и Б необходимо предусматривать подачу приточного воздуха в объеме не менее 5 обменов в час, но не менее 200 $м^3/ч$.

Подача воздуха в тамбуры-шлюзы может осуществляться от специальной приточной установки с резервным вентилятором; от любых приточных установок, в том числе и обслуживающих помещения производств категорий А и Б, связанных с этим тамбур-шлюзом, если эти установки работают также в летний период года.

Для соблюдения гарантированного подпора в тамбурах-шлюзах воздух необходимо подавать не менее чем от двух приточных установок, не имеющих резервных вентиляторов, или от одной приточной установки, имеющей резервный вентилятор.

21.4. УСЛОВИЯ ОБЪЕДИНЕНИЯ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ УСТАНОВОК

Помещения, выделенные противопожарными преградами (стенами и перекрытиями), должны иметь самостоятельные установки вентиляции и кондиционирования воздуха.

Установки вентиляции и кондиционирования воздуха, обслуживающие помещения производств категорий А и Б, не допускается объединять между собой и с установками, обслуживающими помещения производств категорий В, Г и Д.

В многоэтажных производственных зданиях следует:

а) вытяжные установки (вентиляторы и воздуховоды) для производств категорий А, Б и В предусматривать самостоятельными для отдельных помещений каждого этажа;

б) воздуховоды приточных установок, обслуживающие помещения производств категорий А, Б, В, по возможности следует предусматривать самостоятельными для каждого этажа.

Приточные воздуховоды из отдельных этажей допускается объединять в одну магистраль только перед вентилятором при условии установки в ответвлениях к каждому этажу автоматических обратных клапанов и размещения вентиляторов в вентиляционных камерах.

Этажи с междуэтажными перекрытиями, в которых имеются проемы для технологических нужд площадью более 20% площади пола, следует рассматривать как один общий этаж.

Таблица 21.1

Огне-взрывоопасные вещества, которые не допускается объединять в вытяжных воздуховодах систем вентиляции при местной вытяжке

Группа	Вещества	Вещества данной группы не допускается объединять с веществами групп
II	Вещества, способные к образованию взрывчатых смесей: калий азотнокислый, кальций азотнокислый, натрий азотнокислый, барий азотнокислый, перхлорат калия, бертолетова соль и пр.	IIIа, IIIб, IIIв, IV, Va, Vб, VI, VII, VIII
III	Сжатые и сжиженные газы:	
	а) горючие и взрывоопасные газы: ацетилен, водород, блаугаз, метан, аммиак, сероводород, хлорметил, окись этилена, бутилен, бутан, пропан и др.	II, IIIа, IV, Va, Vб, VI, VII, VIII
	б) инертные и негорючие газы: аргон, гелий, неон, азот, углекислый газ, сернистый ангидрид и др.	II, IV, Va, Vб, VI, VII, VIII
	в) газы, поддерживающие горение: кислород и воздух в сжатом и жидком состоянии и др.	II, IIIа, IV, Va, Vб, VI, VII, VIII
IV	Самовозгорающиеся и самовоспламеняющиеся от воды и воздуха вещества: калий, натрий, кальций, карбид кальция, кальций фосфористый, натрий фосфористый, цинковая пыль, перекись бария, перекись натрия, алюминиевая пудра и пыль, никелевый катализатор типа ренней и др., фосфор белый или желтый и др.	II, IIIа, IIIб, IIIв, Va, Vб, VI, VII, VIII
V	Легковоспламеняющиеся вещества:	
	а) жидкости: бензин, бензол, сероуглерод, ацетон, скипидар, толуол, ксилол, анилацетат, легкие серые нефти, лигроин, керосин, алкоголи (спирты), этилы, эфир и др.	II, IIIа, IIIб, IIIв, IV, Va, VI, VII, VIII
	б) твердые вещества: целлулоид, фосфор красный, нафталин, спички зажигательные и др.	II, IIIа, IIIб, IIIв, IV, Va, VI, VII, VIII
VI	Отравляющие и сильно действующие ядовитые вещества: хлор, хлорпикрин, фосген, мышьяковистый ангидрид, синильная кислота и др.	II, IIIа, IIIб, IIIв, IV, Va, Vб, VII VIII
VII	Вещества, которые могут вызвать воспламенение: бром, азотная и серная кислоты, урановый ангидрид, калий марганцевокислый и др.	II, IIIа, IIIб, IIIв, IV, Va, Vб, V I, VIII
VIII	Легкогорючие вещества: хлопок, сено, вата, джут, пенька, сера, торф, несвежеобожженный уголь, древесина, сажа растительная и животная и др.	II, IIIа, IIIб, IIIв, IV, Va, Vб, VI, VII

При пересечении воздуховодами междуэтажных перекрытий помещений категорий А и Б следует участки воздуховодов, проходящих транзитом из одного этажа в другой, выполнять из несгораемых материалов, предел огнестойкости которых должен удовлетворять требованиям, предъявляемым к перекрытиям для зданий данной степени огнестойкости. Транзитные участки воздуховодов по всей длине не должны иметь отверстий для забора и выпуска воздуха и быть достаточно огнестойкими.

При выполнении этих условий пересечение перекрытий допускается производить без огнезадерживающих устройств.

Воздуховоды вытяжных и приточных установок категорий Г и Д можно объединять в каждом этаже в общие магистрали при условии, если они выполнены из несгораемых материалов.

Допускается в пределах одной вентиляционной камеры объединять в одну установку воздуховоды, обслуживающие: помещения одинаковой категории пожарной опасности (например А с А, Б с Б и т. д.), если эти помещения расположены в разных этажах, но в междуэтажных перекрытиях имеются проемы площадью более 20% площади пола; смежные помещения, разделенные стенами с защищенными проемами, если они по степени пожарной опасности относятся к одной категории производств, и площади всех объединяемых помещений не более 1000 $м^2$.

Запрещается объединять отсосы от технологического оборудования в одну вытяжную установку, когда в отсасываемом воздухе содержатся:

а) газы, пары и пыль, химическое соединение или механическая смесь которых сопровождается повышением температуры и может вызвать вспышку, возгорание или взрыв (например, смесь пыли карбида кальция с водяными парами, алюминиевой пудры с водяными парами, хлора с водяными парами, хлора с водородом и т. п.);

б) вещества, которые могут вступить во взаимодействие друг с другом (цианистые соединения и хлорпикрин, хлор и аммиак и т. п.) и образовать взрывоопасную смесь (табл. 21.1).

В вспомогательных зданиях с числом этажей более 5 допускается устройство общего сборного вертикального вытяжного канала при условии включения в него поэтажных вертикальных каналов под потолком каждого следующего за ним этажа. Допускается также объединение общих сборных вертикальных вытяжных каналов из каждых 4—5 этажей в один магистральный канал.

Удаление дыма и продуктов горения из отдельных изолированных помещений, расположенных во вспомогательных зданиях (например, кинобудка, отдельные лаборатории и т. п.), если в них содержатся легковоспламеняющиеся вещества, должно производиться самостоятельными вытяжными установками.

ГЛАВА 22

ОБОРУДОВАНИЕ И МАТЕРИАЛЫ

22.1. ТИПЫ ВЕНТИЛЯТОРОВ И ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ

Электродвигатели к вентиляторам вытяжных установок, обслуживающие помещения классов В-I, В-II, В-Ia и В-IIa, должны приниматься во взрывобезопасном исполнении.

При выборе типа электродвигателей к вентиляторам, обслуживающим взрывоопасные и пожароопасные помещения, следует руководствоваться «Правилами

устройства электроустановок» (ПУЭ) главы VII-3 «Электрооборудование взрывоопасных установок» и VII-4 «Электрооборудование пожароопасных установок».

Класс взрывоопасности помещений и типы электродвигателей для вентиляционных установок определяются совместно организациями, проектирующими и эксплуатирующими технологические и электротехнические части проекта.

Электродвигатели во взрывоопасных помещениях рекомендуется применять с короткозамкнутым ротором на одной оси с вентиляторами. Вентиляторы, соединенные с электродвигателями на клиновых ремнях, допускается устанавливать только в камерах. В случае применения клиноременной передачи количество ремней должно быть не менее 4.

При выборе типа электродвигателя для вентиляционных установок следует:

а) электродвигатели к вентиляторам местных вытяжных установок и установок аварийной вентиляции, располагаемых непосредственно в пожаро- и взрывоопасных помещениях класса В-I, В-II и В-Iа, принимать того же типа, как и электродвигатели (устанавливаемые в данном помещении), к технологическому оборудованию;

б) электродвигатели к вентиляторам для местной и общеобменной вентиляции помещений классов В-I, В-II и В-Iа при установке их в венткамерах или снаружи здания принимать во взрывозащищенном исполнении в соответствии с классом и средой обслуживаемых помещений;

в) электродвигатели к вентиляторам, обслуживающим взрывоопасные помещения классов В-IIа, принимать в закрытом исполнении (любого типа), а обслуживающие помещения класса В-Iб — в защищенном или брызгозащищенном исполнении;

г) электродвигатели к вентиляторам, устанавливаемым в пожароопасных помещениях класса П-I и П-II, применять в закрытом исполнении, а в помещениях класса П-IIа допускается применять в защищенном исполнении. В помещениях класса П-I, где применяются горючие жидкости, электродвигатели в закрытом исполнении могут быть заменены на электродвигатели в защищенном исполнении, если при этом не будет происходить разрушение изоляции электродвигателей.

Электродвигатели приточных установок, размещаемые в вентиляционных камерах, обслуживающие взрывоопасные помещения, следует применять в нормальном (невзрывозащищенном) исполнении при условии установки на подающих участках воздуховодов самозакрывающихся (обратных) клапанов, отключающих (изолирующих) приточные установки от обслуживаемых ими взрывоопасных помещений при прекращении подачи воздуха. Самозакрывающиеся (обратные) клапаны рекомендуется устанавливать в пределах вентиляционной камеры.

Конструкция самозакрывающихся клапанов должна исключать возможность попадания газовоздушной смеси в камеру при остановке вентилятора.

Электродвигатели к вентиляторам, устанавливаемые во взрывоопасных помещениях, допускается применять в нормальном исполнении при условии выноса их в специальное помещение, которое должно быть отделено от взрывоопасных помещений глухой несгораемой стеной и иметь самостоятельные выходы наружу или в лестничную клетку, не связанную с взрывоопасными помещениями.

Привод от электродвигателя к вентилятору осуществляется с помощью вала, пропускаемого через стенку с установкой сальникового уплотнения.

Специальное помещение для электродвигателей должно быть обеспечено вентиляцией по аналогии с вентиляционными камерами.

Оборудование приточных установок, располагаемых в вентиляционных камерах, должно применяться во взрывозащищенном исполнении в тех случаях, когда они пристраиваются к помещениям, на покрытии которых или над самими камерами размещаются аппараты и емкости, содержащие взрывоопасные вещества.

22.2. ВОЗДУХОВОДЫ, ФИЛЬТРЫ, ОГНЕЗАДЕРЖИВАЮЩИЕ И ОБРАТНЫЕ КЛАПАНЫ

Воздуховоды взрыво- и пожароопасных помещений, а также вентиляционных и аспирационных систем, через которые транспортируются воздух или газы с температурой выше 80° С, легковоспламеняющиеся или взрывоопасные газы, пары и пыль, древесные опилки, стружки, шерсть, хлопок и тому подобные пожароопасные отходы, должны выполняться из несгораемых материалов.

Во всех остальных случаях воздуховоды могут выполняться из трудносгораемых материалов.

В помещениях производств категорий А и Б, имеющих агрессивную среду, допускается применение воздуховодов из винипласта или других подобных материалов, когда эти воздуховоды прокладываются только в одном помещении, имеющем непосредственное примыкание к вентиляционной камере, и если эти воздуховоды не пересекают перекрытий и противопожарных стен.

Воздуховоды вытяжных систем производств категорий А, Б и В должны изготовляться преимущественно круглого сечения.

Пайка вытяжных воздуховодов, предназначенных для удаления воздуха или дыма, температурой выше 80° (дымососные установки, отсосы от горнов, печей и т. п.) не допускается.

Устройство подпольных каналов в помещениях производств категорий А и Б не допускается, так как они могут служить местом скопления взрывоопасных и токсичных газов.

В виде исключения допускается устройство приточных подпольных каналов только для продувки электродвигателей, при этом каналы должны быть обеспечены гарантированной непрерывно действующей приточной вентиляцией.

Вытяжные воздуховоды в помещениях производств категорий А и Б должны быть расположены в местах, доступных для наблюдения. Кроме того, воздуховоды, по которым транспортируется взрывоопасная или сгораемая пыль, должны иметь устройства для периодической очистки (люки, разборные соединения и т. д.).

Воздуховоды, обслуживающие помещения производств категорий А и Б, как правило, не следует прокладывать через помещения другой категории пожарной опасности. В случае необходимости такой прокладки воздуховоды должны быть герметичными (на сварке или с пропайкой швов) без разъемных соединений и заключены в железобетонный короб или оштукатурены цементным раствором толщиной не менее 25 *мм* по металлической сетке по всей длине прохождения воздуховода через другое помещение.

При пропуске воздуховодов, обслуживающих производства категорий В через вспомогательные помещения, на участке воздуховодов, проложенных по этим помещениям, распространяются приведенные выше указания.

Расстояние между вытяжными воздуховодами, температура стенок которых выше 80° С, и воздуховодами, перемещающими взрывоопасные и легковоспламеняющиеся газы, пары и пыль, должно быть не менее 1 *м*. Воздуховоды, по которым перемещаются взрывоопасные и легковоспламеняющиеся газы или пары с низкой температурой, должны быть расположены под воздуховодами, транспортирующими смеси более высокой температуры.

Отверстия для забора или выброса воздуха должны быть расположены в местах, исключающих возможность попадания в них искр.

Выброс воздуха температурой выше 80° С под карнизами крыш и кровель не допускается.

В помещениях производств категорий Б следует применять только мокрые фильтры или пылеотделители с непрерывным автоматическим удалением пыли. Конструкция фильтра должна исключать возможность искрообразования (при производительности установок до 15 000 *м*³/*ч* допускается периодическое удаление пыли ручным способом).

Циклоны для осаждения горючих и взрывоопасных пылей или отходов производств категорий Б следует располагать на расстоянии не менее 10 *м* от здания. Циклоны и подставки под них должны выполняться из металла.

Циклоны для осаждения горючих отходов производств категорий В допускается располагать непосредственно у здания, которое они обслуживают. В этом случае по всей высоте здания на участках, где расположены циклоны, на расстоянии не менее 2 *м* от граней циклонов не должно быть оконных проемов. В противном случае проемы снабжают двойными рамами с металлическими переплетами и остеклением из армированного стекла или стеклоблоков.

Все переключающие и регулирующие приспособления (клапаны, задвижки и т. п.) в вытяжных установках производств категорий А и Б должны выполняться из материалов и в конструкциях, не допускающих искрообразования.

При перемещении вытяжными установками агрессивных газов и паров огнеудерживающие устройства должны быть в антикоррозионном исполнении или иметь соответствующую антикоррозионную защиту.

Пересечение воздуховодами противопожарных стен, как правило, не допускается.

В случае пересечения воздуховодами противопожарных стен в этих местах должны устанавливаться огнезадерживающие клапаны, а воздуховоды в этих местах выполнены из несгораемых материалов.

Приточные установки, размещаемые в вентиляционных камерах, обслуживающие помещения производств категорий А и Б, должны быть снабжены автоматическими обратными клапанами, устанавливаемыми на нагнетательном воздуховоде в пределах камеры.

Чертежи автоматических огнезадерживающих и обратных клапанов во взрывобезопасном исполнении разработаны институтом Госхимпроект и выпущены Центральным институтом типовых проектов.

Помещения производств категорий А и Б, где применяются продукты, для которых разработаны и выпускаются промышленностью газоанализаторы или сигнализаторы горючих газов, должны быть обеспечены ими с устройством световой и звуковой сигнализации, оповещающей о наличии в помещении концентраций взрывоопасных веществ и о нарушениях работы приточно-вытяжных систем.

Сигнализирующие устройства должны быть сблокированы с установками аварийной вентиляции, которые должны автоматически включаться в работу от этих устройств.

I.1. ВЕНТИЛЯТОРЫ ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ

А. ОБЩАЯ ЧАСТЬ

Вентиляторы подбираются в комплекте с двигателями, шкивами и виброизолирующими основаниями, характеристики которых сведены в графики и таблицы. Вентиляторы общего назначения Ц4-70, Ц4-76 и Ц9-57 представлены на рис. I.1, I.2 и в табл. I.1; пылевые Ц6-46 — на рис. I.49, табл. I.15; пылевые ЦП7-40 — на рис. I.56, табл. I.17.

В рабочих характеристиках комплектов вентиляторов следующие условные обозначения: первый знак — тип вентилятора (А — для вентилятора типа Ц4-70, Б — для типа Ц4-76, В — для типа Ц9-57, П — для типа Ц6-46, Р — для типа ЦП7-40); второй знак — номер вентилятора; третий знак — порядковый номер рабочей характеристики данного вентилятора. Например, вентилятор типа Ц4-70 № 16 с числом оборотов, соответствующим 3-й характеристике, обозначается А16-3. Рабочие характеристики делятся на участки, обозначенные буквами «а», «б» и т. д., отличающиеся установочной мощностью электродвигателя. Границы между участками отмечены кружками. Полное обозначение участка рабочей характеристики, соответствующее обозначению комплекта в спецификации вентиляторов, составляется из обозначения рабочей характеристики и буквенного обозначения участка, например А16-3а, А16-3б и т. д.

Для электровентиляторов с промежуточными диаметрами колес № 2,5—6,3 третий знак — условное обозначение диаметра колеса в процентах от номинального диаметра. Четвертый знак — порядковый номер рабочей характеристики в пределах данного вентилятора. Например, вентилятор Ц4-70 № 6,3 с диаметром колеса $0{,}95D_{ном}$ и числом оборотов 1440 *об/мин*, соответствующим 2-й рабочей характеристике, обозначается А6,3095-2.

В графе «Шкивы» цифры 2А160 обозначают шкив с двумя канавками профиля А расчетным диаметром 160 *мм*.

В графе «Сечение и стандартная длина ремня» для вентиляторов Ц4-70 № 16 длины ремней даны: в 1-й строке — для положений кожухов П90° и Л90°; во 2-й — для положений кожухов П270° и Л270°; в 3-й — для положений кожухов П0° и Л0°; в 4-й — для положений кожухов П180° и Л180°.

Виброизолирующие основания приняты по типовым проектам серии ОВ-02-128, вып. 1 и 2, составленным для двигателей серии А и АО.

В графе «Виброизолирующее основание» указаны:

а) для вентиляторов типа Ц4-70 № 3, 6 и 7 при схеме исполнения 1 в числителе — для всех положений кожуха (кроме П180° и Л180°), в знаменателе — для положений кожуха П180° и Л180°;

б) для вентиляторов типа Ц4-70 № 10 и 12 в числителе — для вентиляторов, изготовляемых Московским вентиляторным заводом, в знаменателе — для вентиляторов, изготовляемых предприятием УООП Днепропетровской области;

в) для вентиляторов типа Ц4-70 № 16в в той же последовательности, как предусмотрено в графе «Сечение и стандартная длина ремня»;

г) индексы «а», «б» и «в» указывают, что в типовой чертеж виброоснования должны быть внесены поправки на присоединительные размеры электродвигателя серии А2 или АО2.

Установочные мощности электродвигателей для вентиляторов общего назначения приведены для условий перемещения чистого или малозапыленного воздуха и при установке электродвигателя в помещениях с температурой менее 40° С. При других условиях работы вентиляторов мощность электродвигателей должна быть проверена расчетом.

Установочные мощности электродвигателей для пылевых вентиляторов (Ц6-46 и ЦП7-40) определены с коэффициентом 1,2, учитывающим весовую концентрацию смеси.

В индивидуальных характеристиках вентиляторов длины рабочих характеристик приняты в пределах каталожных диапазонов коэффициентов полезного действия, при этом энергетически выгодные зоны выделены жирными линиями.

Рабочие характеристики вентиляторов типа ЦП7-40, обозначенные штриховыми линиями, являются дублирующими по отношению к вентиляторам типа Ц6-46 и могут использоваться только в обоснованных случаях, в частности при абразивных пылях.

При применении вентиляторов, например Ц13-50 и других, не включенных в настоящее приложение, их конструктивные размеры следует принимать по каталогам заводов-изготовителей.

Б. ВЕНТИЛЯТОРЫ ЦЕНТРОБЕ

Сводный график характеристик для подбора вентиляторов Ц4-70, Ц4-76 и

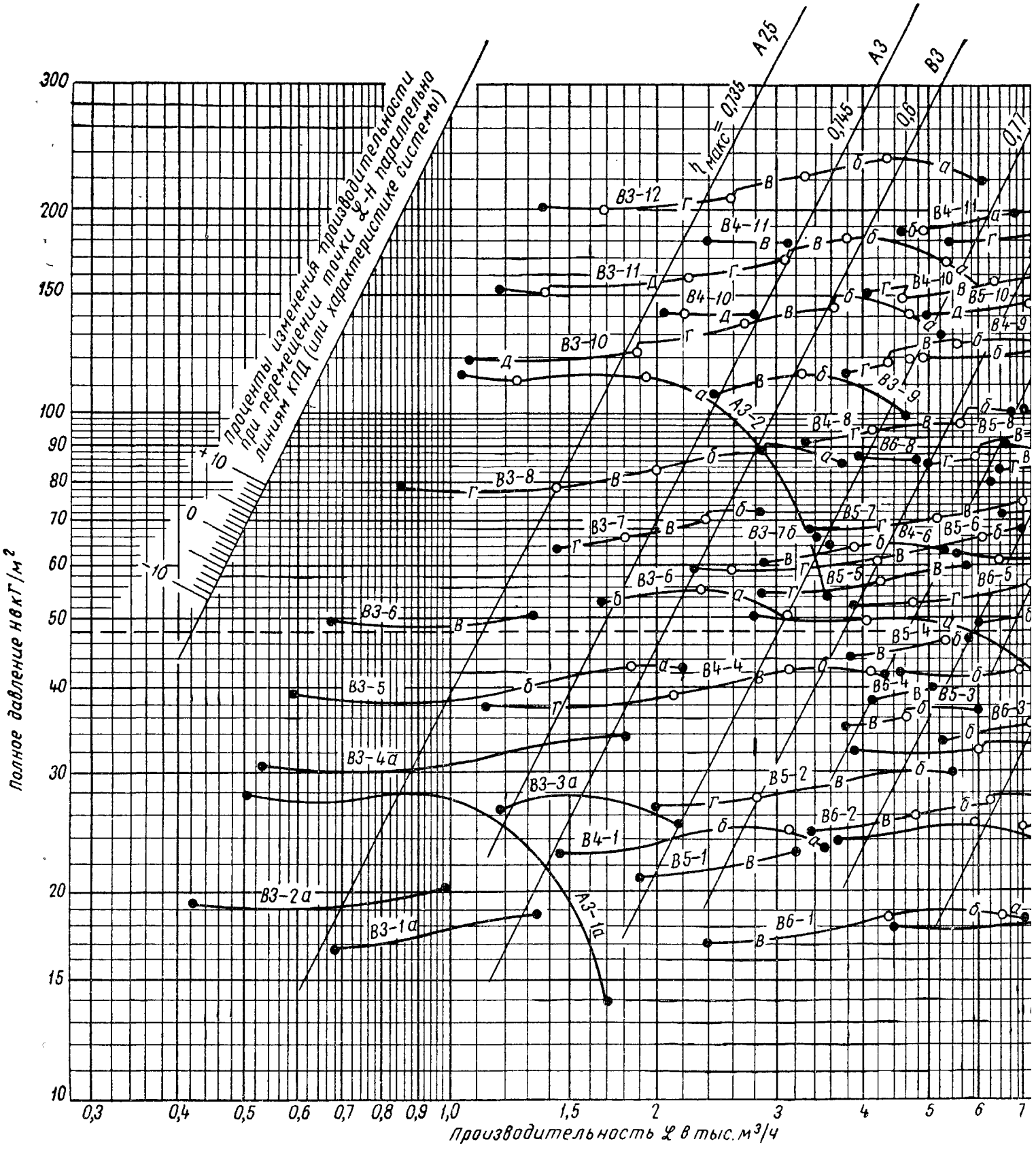
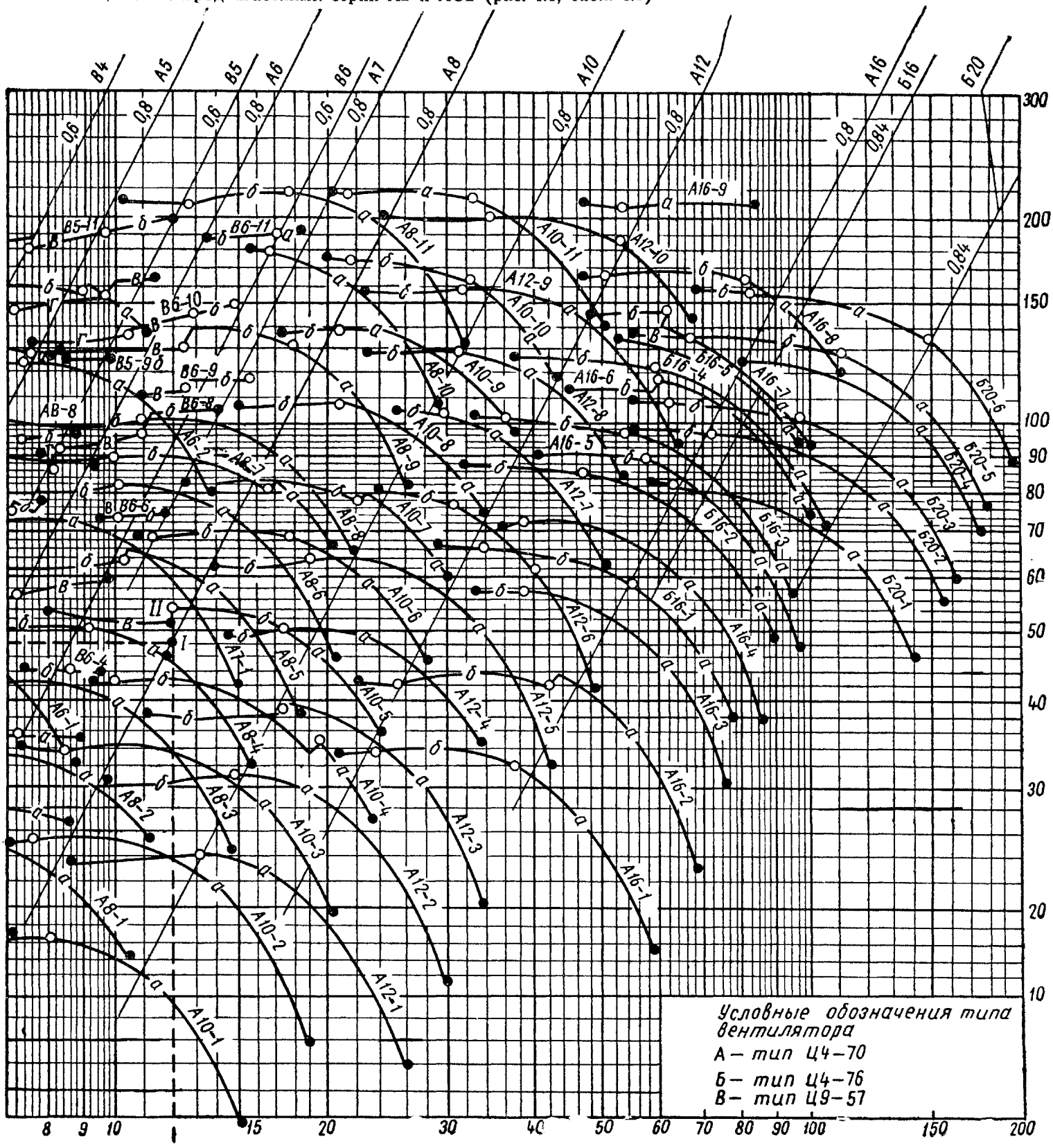


Рис. I.1. Сводный график характеристик для подбора вентиляторов Ц4-70, Ц4

Сводный график характеристик для подбора вентиляторов

ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ

с комплектацией электродвигателями серии А2 и АО2 (рис. I.1, табл. I.1)



Ц9-57 с комплектацией электродвигателями серии А2 и АО2

№ 2,5—6,3 с промежуточными колесами см. на рис. I.2

Сводный график характеристик для подбора вентиляторов Ц4-70 № 2,5—6,3 с промежуточными диаметрами колес, с комплектацией электродвигателями серии АОЛ и АО2 (рис. I.2, табл I.1)

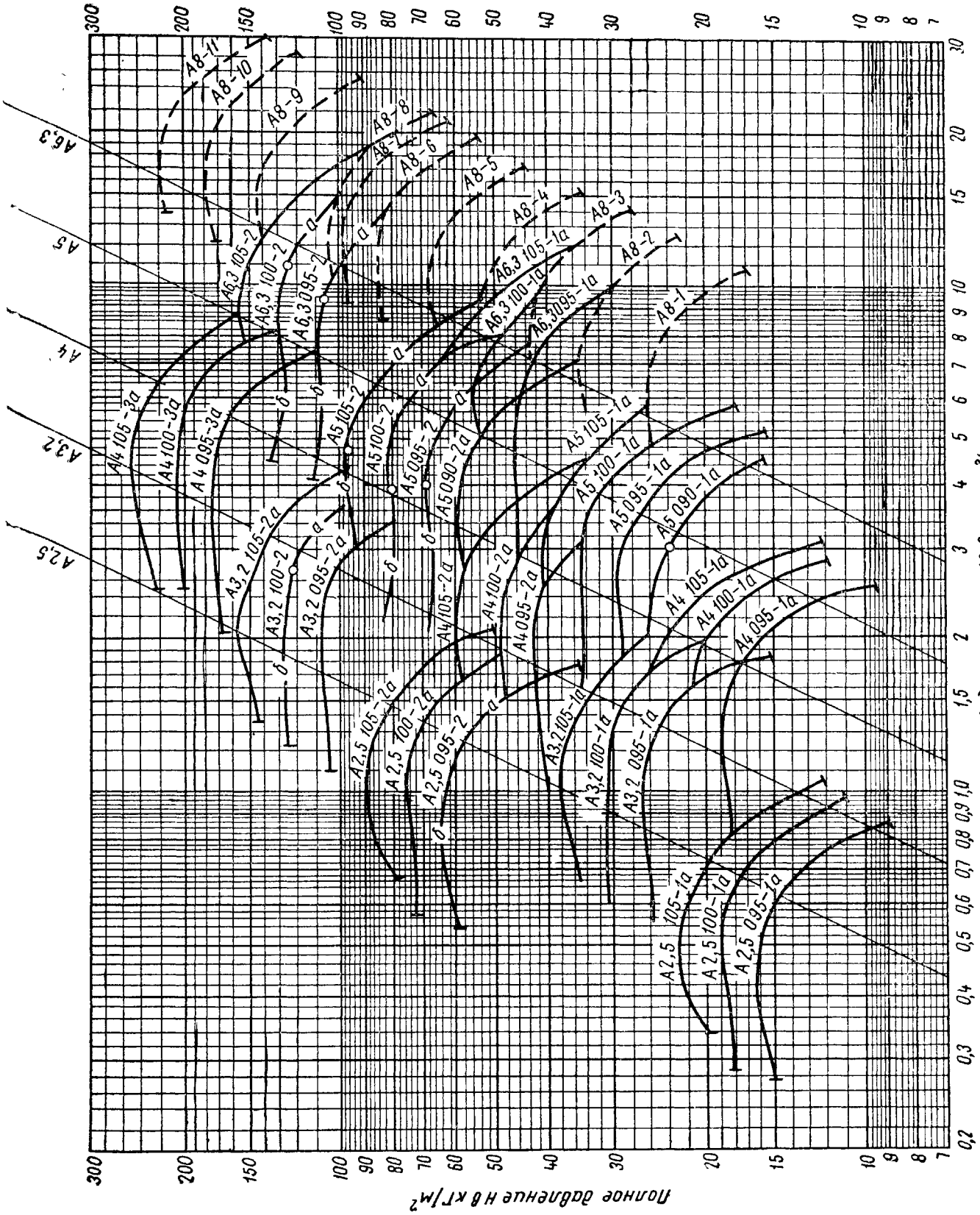


Рис. I.2. Сводный график характеристик для подбора вентиляторов Ц4-70 № 2,5—6,3 с промежуточными диаметрами колес, с комплектацией электродвигателями серии АОЛ и АО2

Пунктиром показана область работы вентилятора типа Ц4-70 № 8 с клиноременным приводом

Таблица I.1

Рекомендуемые комплектации центробежных вентиляторов общего назначения с приводами, виброизолирующими основаниями и электродвигателями (рис. I.1 и I.2)

Обозначение комплекта вентилятора	Вентилятор				Клиноременная передача			Электродвигатель			Виброизолирующее основание (обозначение)
	тип	№	схема исполнения	$n_в$ в об/мин	шкивы: вентилятора	шкивы: электродвигателя	сечение и стандартная длина ремня	$N_у$ в квт	тип	$n_э$ в об/мин	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
А 2,5 095-1а	Ц4-70	2,5	1	1460	—	—	—	0,12	АОЛ-11-4	1400	Электровентиляторы с промежуточными диаметрами колес № 2,5—6,3 комплектуются и поставляются (по заказу) с виброизолирующими основаниями
А 2,5 095-2а				2800	—	—	—	0,6	АОЛ-22-2	2800	
А 2,5 095-2б				2800	—	—	—	0,4	АОЛ-21-2	2800	
А 2,5 100-1а				1400	—	—	—	0,12	АОЛ-11-4	1400	
А 2,5 100-2а				2800	—	—	—	0,6	АОЛ-22-2	2800	
А 2,5 105-1а				1400	—	—	—	0,12	АОЛ-11-4	1400	
А 2,5 105-2а				2830	—	—	—	0,8	АОЛ2-11-2	2830	
А3-1а	Ц4-70	3	1	1400	—	—	—	0,27	АОЛ-21-4	1400	1Д047а / 2Д047а
А3-2а				2840	—	—	—	1,5	АОЛ2-21-2	2840	
А 3,2 095-1а	Ц4-70	3,2	1	1400	—	—	—	0,27	АОЛ-21-4	1400	
А 3,2 095-2а				2840	—	—	—	1,5	АОЛ2-21-2	2840	
А 3,2 100-1а				1400	—	—	—	0,27	АОЛ2-21-2	1400	
А 3,2 100-2а				2840	—	—	—	2,2	АОЛ2-22-2	2840	
А 3,2 100-2б				2840	—	—	—	1,5	АОЛ2-21-2	2840	
А 3,2 105-1а				1400	—	—	—	0,4	АОЛ2-22-4	1400	
А 3,2 105-2а				2840	—	—	—	2,2	АОЛ2-22-2	2840	
А4 095-1а	Ц4-70	4	1	915	—	—	—	0,4	АО2-11-6	915	Электровентиляторы с промежуточными диаметрами колес № 2,5—6,3 комплектуются и поставляются (по заказу) с виброизолирующими основаниями
А4 095-2а				1360	—	—	—	0,6	АО2-11-4	1360	
А4 095-3а				2880	—	—	—	4	АО2-32-2	2880	
А4 100-1а				915	—	—	—	0,4	АО2-11-6	915	
А4 100-2а				1400	—	—	—	0,8	АО2-12-4	1400	
А4 100-3а				2900				5,5	АО2-41-2	2900	
А4 105-1а				915	—	—	—	0,4	АО2-11-6	915	
А4 105-2а				1400	—	—	—	1,1	АО2-21-4	1400	
А4 105-3а				2900	—	—	—	7,5	АО2-42-2	2900	

Продолжение табл. I.1

Обозначение комплекта вентилятора	Вентилятор				Клиноременная передача			Электродвигатель			Виброизолирующее основание (обозначение)
	тип	№	схема исполнения	$n_в$ в об/мин	шкивы: вентилятора	шкивы: электродвигателя	сечение и стандартная длина ремня	$N_у$ в квт	тип	$n_э$ в об/мин	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
А5 090-1а	Ц4-70	5	1	915	—	—	—	0,6	АО2-12-6	915	Электровентиляторы с промежуточными диаметрами колес № 2,5—6,3 комплектуются и поставляются (по заказу) с виброизолирующими основаниями
А5 090-2а				1400	—	—	—	1,5	АО2-22-4	1400	
А5 095-1а				915	—	—	—	0,6	АО2-12-6	915	
А5 095-2а				1430	—	—	—	2,2	АО2-31-4	1430	
А5 095-2б				1400	—	—	—	1,5	АО2-22-4	1400	
А5 100-1а				930	—	—	—	0,8	АО2-21-6	930	
А5 100-2а				1430	—	—	—	2,2	АО2-31-4	1430	
А5 100-2б				1400	—	—	—	1,5	АО2-22-4	1400	
А5 105-1а				930	—	—	—	0,8	АО2-21-6	930	
А5 105-2а				1430	—	—	—	3	АО2-32-4	1430	
А5 105-2б				1430	—	—	—	2,2	АО2-31-4	1430	
А6-1а	Ц4-70	6	1	930	—	—	—	1,5	АО2-31-6	930	1Д050а / 2Д050а
А6-2а				1440	—	—	—	5,5	АО2-42-4	1440	
А6-2б				1440	—	—	—	4	АО2-41-4	1440	
А 6,3 095-1а	Ц4-70	6,3	1	950				1,5	АО2-31-6	950	Электровентиляторы с промежуточными диаметрами колес № 2,5—6,3 комплектуются и поставляются (по заказу) с виброизолирующими основаниями
А 6,3 095-2а				1440	—	—	—	5,5	АО2-42-4	1440	
А 6,3 095-2б				1440	—	—	—	4	АО2-41-4	1440	
А 6,3 100-1а				950	—	—	—	2,2	АО2-32-6	950	
А 6,3 100-2а				1440	—	—	—	7,5	АО2-51-4	1440	
А 6,3 100-2б				1440	—	—	—	5,5	АО2-42-4	1440	
А 6,3 105-1а				950	—	—	—	2,2	АО2-32-6	950	
А 6,3 105-2а				1440	—	—	—	7,5	АО2-51-4	1440	
А7-1а	Ц4-70	7	1	950	—	—	—	3	АО2-41-6	950	1Д051а / 2Д051а
А8-1а	Ц4-70	8	6	494	3Б400	2Б140	Б-3000	1,1	АО2-21-4	1410	1Д053а
А8-2а				568		2Б160	Б-3000	1,5	АО2-22-4	1420	2Д053а
А8-3а				639		2Б180	Б-3000	2,2	АО2-31-4	1420	3Д053а

Продолжение табл. I.1

Обозначение комплекта вентилятора	Вентилятор				Клиноременная передача			Электродвигатель			Виброизолирующее основание (обозначение)
	тип	№	схема исполнения	$n_в$ в об/мин	шкивы: вентилятора	шкивы: электродвигателя	сечение и стандартная длина ремня	$N_у$ в квт	тип	$n_э$ в об/мин	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
А8-3б	Ц4-70	8	6	639	3Б400	2Б180	Б-3000	1,5	АО2-22-4	1420	2Д053а
А8-4а				710		2Б200	Б-3150	3	АО2-32-4	1420	3Д053б
А8-4б				710		2Б200	Б-3150	2,2	АО2-31-4	1420	3Д053а
А8-5а				808		2Б224	Б-3150	4	АО2-41-4	1440	4Д053а
А8-5б				795		2Б224	Б-3150	3	АО2-32-4	1420	3Д053б
А8-6а				900		3Б250	Б-3150	5,5	АО2-42-4	1440	5Д053а
А8-6б				900		2Б250	Б-3150	4	АО2-41-4	1440	4Д053а
А8-7а			1	980	—	—	—	7,5	АО2-52-6	980	1Д052а
А8-7б				950	—	—	—	5,5	АО2-51-6	950	
А8-8а			6	1008		3Б280	Б-3150	7,5	АО2-51-4	1440	5Д053б
А8-8б				1008		3Б280	Б-3150	5,5	АО2-42-4	1440	5Д053а
А8-9а				1159	4В315	3В250	В-3150	13	АО2-61-4 / А2-61-4	1460 / 1450	6Д053б
А8-9б				1159		3В250	В-3150	10	АО2-52-4	1460	6Д053а
А8-9в				1143		2В250	В-3000	7,5	АО2-51-4	1440	5Д053б
А8-10а				1299		4В280	В-3150	17	АО2-62-4 / А2-62-4	1460 / 1450	7Д053а
А8-11а				1460		4В315	В-3350	22	АО2-71-4 / А2-71-3	1460 / 1450	7Д053б
А8-11б				1460		4В315	В-3350	17	АО2-62-4 / А2-62-4	1460 / 1450	7Д053а
А10-1а	Ц4-70	10	6	335	3Б500	2Б180	Б-3750	1,1	АО2-22-6	930	2Д101а* / 2Д054а*
А10-2а				398		2Б140	Б-3550	1,5	АО2-22-4	1420	2Д101а / 2Д054а
А10-3а				455		2Б160	Б-3750	2,2	АО2-31-4	1420	3Д101а / 3Д054а
А10-4а				519		2Б180	Б-3750	4	АО2-41-4	1440	4Д101а / 4Д054а
А10-4б				512		2Б180	Б-3750	3	АО2-32-4	1420	3Д101б / 3Д054б
А10-5а				576		3Б200	Б-3750	5,5	АО2-42-4	1440	5Д101а / 5Д054а

Продолжение табл. I.1

Обозначение комплекта вентилятора	Вентилятор				Клиноременная передача			Электродвигатель			Виброизолирующее основание (обозначение)
	тип	№	схема исполнения	$n_в$ в об/мин	шкивы: вентилятора	шкивы: электродвигателя	сечение и стандартная длина ремня	$N_у$ в квт	тип	$n_э$ в об/мин	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
А10-5б	Ц4-70	10	6	576	3Б500	3Б200	Б-3750	4	АО2-41-4	1440	4Д101а / 4Д054а
А10-5в				568		2Б200	Б-3750	3	АО2-32-4	1420	3Д101б / 3Д054б
А10-6а				645		3Б224	Б-4000	7,5	АО2-51-4	1440	5Д101б / 5Д054б
А10-6б				645		3Б224	Б-4000	5,5	АО2-42-4	1440	5Д101а / 5Д054а
А10-7а				730	3В500	3В250	В-4000	10	АО2-52-4	1460	6Д101а / 6Д054а
А10-7б				720		2В250	В-4000	7,5	АО2-51-4	1440	5Д101б / 5Д054б
А10-8а				818		3В280	В-4000	13	АО2-61-4 / А2-61-4	1460 / 1450	6Д101б / 6Д054б
А10-8б				818		3В280	В-4000	10	АО2-52-4	1460	6Д101а / 6Д054а
А10-9а				920		3В315	В-4000	17	АО2-62-4 / А2-52-4	1460 / 1450	7Д101а / 7Д054а
А10-9б				920		3В315	В-4000	13	АО2-61-4 / А2-61-4	1460 / 1450	6Д101б / 6Д054б
А10-10а				1022	6В400	5В280	В-3750	30	АО2-72-4 / А2-72-4	1460 / 1450	7Д101в / 7Д054в
А10-10б				1022		5В280	В-3750	22	АО2-71-4 / А2-71-4	1460 / 1450	7Д101б / 7Д054б
А10-11а				1150		6В315	В-3750	30	АО2-72-4 / А2-72-4	1460 / 1450	7Д101в / 7Д054в
А12-1а	Ц4-70	12	6	315	3Б630	2Б140	Б-4250	2,2	АО2-31-4	1420	3Д102а* / 3Д055а*
А12-2а				360		2Б160	Б-4500	3	АО2-32-4	1420	3Д102б* / 3Д055б*
А12-2б				360		2Б160	Б-4500	2,2	АО2-31-4	1420	3Д102а* / 3Д055а*
А12-3а				411		3Б180	Б-4500	4	АО2-41-4	1440	4Д102а* / 4Д055а*
А12-3б				406		2Б180	Б-4500	3	АО2-32-4	1420	3Д102б* / 3Д055б*
А12-4а				457		3Б200	Б-4500	5,5	АО2-42-4	1440	5Д102а / 5Д055а

Продолжение табл. I.1

Обозначение комплекта вентилятора	Вентилятор				Клиноременная передача			Электродвигатель			Виброизолирующее основание (обозначение)
	тип	№	схема исполнения	$n_в$ в об/мин	шкивы: вентилятора	шкивы: электродвигателя	сечение и стандартная длина ремня	$N_у$ в квт	тип	$n_э$ в об/мин	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
А12-4б	Ц4-70	12	6	457	4В630	3Б200	Б-4500	4	АО2-41-4	1440	4Д102а / 4Д055а
А12-5а				513		3В224	В-4500	7,5	АО2-51-4	1440	5Д102б / 5Д055б
А12-5б				513		3В224	В-4500	5,5	АО2-42-4	1440	5Д102а / 5Д055а
А12-6а				579		3В250	В-4500	13	АО2-61-4	1460	6Д102б / 6Д055б
А12-6б				579		3В250	В-4500	10	АО2-52-4	1460	6Д102а / 6Д055а
А12-7а				649		4В280	В-4750	17	АО2-62-4 / А2-62-4	1460 / 1450	7Д102а / 7Д055а
А12-7б				649		4В280	В-4750	13	АО2-61-4 / А2-61-4	1460 / 1450	6Д102б / 6Д055б
А12-8а				730	6В500	6В250	В-4250	22	АО2-71-4 / А2-71-4	1460 / 1450	7Д102б / 7Д055б
А12-8б				730		6В250	В-4250	17	АО2-62-4 / А2-62-4	1460 / 1450	7Д102а / 7Д055а
А12-9а				818		6В280	В-4250	30	АО2-72-4 / А2-72-4	1460 / 1450	7Д102в / 7Д055в
А12-9б				818		5В280	В-4250	22	АО2-71-4 / А2-71-4	1460 / 1450	7Д102б / 7Д055б
А16-1а	Ц4-70	16	6	284	7Б710	5Б140	Б-4000	7,5	АО2-51-4	1440	5Д106б*
							Б-4750				5Д105б*
							Б-4500				5Д103б*
							Б-4000				5Д104б*
А16-1б				284		5Б140	Б-4000	5,5	АО2-42-4	1440	5Д106а*
							Б-4750				5Д105а*
							Б-4500				5Д103а*
							Б-4000				5Д104а*
А16-2а				329		6Б160	Б-4250	10	АО2-52-4	1460	6Д106а*
							Б-4750				6Д105а*
							Б-4500				6Д103а*
							Б-4000				6Д104а*

Продолжение табл. 1.1

Обозначение комплекта вентилятора	Вентилятор				Клиноременная передача			Электродвигатель			Виброизолирующее основание (обозначение)
	тип	№	схема исполнения	$n_в$ в об/мин	шкивы: вентилятора	шкивы: электродвигателя	сечение и стандартная длина ремня	$N_у$ в квт	тип	$n_э$ в об/мин	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
А16-2б	Ц4-70	16	6	324	7Б710	5Б160	Б-4000	7,5	АО2-51-4	1440	5Д106б*
							Б-4750				5Д105б*
							Б-4500				5Д103б*
							Б-4000				5Д104б*
А16-3а				370		7Б180	Б-4250	13	АО2-61-4 / А2-61-4	1460 / 1450	6Д106б
							Б-4750				6Д105б
							Б-4500				6Д103б
							Б-4000				6Д104б
А16-3б				370		6Б180	Б-4250	10	АО2-52-4	1460	6Д106а
							Б-4750				6Д105а
							Б-4500				6Д103а
							Б-4000				6Д104а
А16-4а				411		7Б200	Б-4250	17	АО2-62-4 / А2-62-4	1460 / 1450	7Д106а
							В-4750				7Д105а
							Б-4500				7Д103а
							Б-4000				7Д104а
А16-5а				462	8В710	7В224	В-4250	30	АО2-72-4 / А2-72-4	1460 / 1450	7Д106в
							В-4750				7Д105в
							В-4500				7Д103в
							В-4000				7Д104в
А16-5б				462		7В224	В-4250	22	АО2-71-4 / А2-71-4	1460 / 1450	7Д106б
							В-4750				7Д105б
							В-4500				7Д103б
							В-4000				7Д104б
А16-6а				518		8В250	В-4250	40	АО2-81-4 / А2-81-4	1470 / 1460	8Д106а
							В-4750				8Д105а
							В-4500				8Д103а
							В-4000				8Д104а
А16-6б				514		8В250	В-4250	30	АО2-72-4 / А2-72-4	1460 / 1450	7Д106в
							В-4750				7Д105в
							В-4500				7Д103в
							В-4000				7Д104в

Продолжение табл. 1.1

Обозначение комплекта вентилятора	Вентилятор				Клиноременная передача			Электродвигатель			Виброизолирующее основание (обозначение)
	тип	№	схема исполнения	$n_в$ в об/мин	шкивы: вентилятора	шкивы: электродвигателя	сечение и стандартная длина ремня	$N_у$ в квт	тип	$n_э$ в об/мин	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
А16-7а	Ц4-70	16	6	554	6Г710	5Г400	Г-5300	55	АО2-91-6 / А2-91-6	935 / 980	9Д106а
							Г-6300				9Д105а
							Г-6000				9Д103а
							Г-5600				9Д104а
А16-7б				580	8В710	8В280	В-4250	40	АО2-81-4 / А2-81-4	1470 / 1460	8Д106а
							В-4750				8Д105а
							В-4500				8Д103а
							В-4000				8Д104а
А16-8а				625	6Г710	6Г450	Г-5300	75	АО2-92-6 / А2-92-6	985 / 980	9Д106б
							Г-6300				9Д105б
							Г-6000				9Д103б
							Г-5600				9Д104б
А16-8б				625		6Г450	Г-5300	55	АО2-91-6 / А2-91-6	985 / 980	9Д106а
							Г-6300				9Д105а
							Г-6000				9Д103а
							Г-5600				9Д104а
А16-9а				694	8Г710	8Г500	Г-5300	75	АО2-92-6 / А2-92-6	985 / 980	9Д106а
							Г-6300				9Д105а
							Г-6000				9Д103а
							Г-5600				9Д104а
Б16-1а	Ц4-76	16	6	420	4В570	4В245	В-4500	17	АО2-71-6 / А2-71-6	980 / 970	По чертежам харьковского завода «Кондиционер»
Б16-1б				420		4В245	В-4500	13	АО2-62-6 / А2-62-6	980 / 970	
Б16-2а				475	5В500	5В245	В-4500	22	АО2-72-6 / А2-72-6	980 / 970	
Б16-2б				475		5В245	В-4500	17	АО2-71-6 / А2-71-6	980 / 970	
Б16-3а				510	5В600	5В315	В-4500	30	АО2-81-6 / А2-81-6	980 / 975	
Б16-3б				510		5В315	В-4500	22	АО2-72-6 / А2-72-6	980 / 970	
Б16-4а				555	5В540	5В315	В-4500	40	АО2-82-6 / А2-82-6	980 / 975	

Продолжение табл. I.1

Обозначение комплекта вентилятора	Вентилятор				Клиноременная передача			Электродвигатель			Виброизолирующее основание (обозначение)
	тип	№	схема исполнения	$n_в$ в *об/мин*	шкивы: вентилятора	шкивы: электродвигателя	сечение и стандартная длина ремня	$N_у$ в *квт*	тип	$n_э$ в *об/мин*	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Б16-4б	Ц4-76	16	6	555	5В540	5В315	В-4500	30	АО2-81-6	980	По чертежам харьковского завода «Кондиционер»
									А2-81-6	975	
Б16-5а				580	5Г520	5Г315	Г-4500	40	АО2-82-6	980	
									А2-82-6	975	
Б20-1а		20		365	5В820	5В315	В-4500	30	АО2-81-6	980	
									А2-81-6	975	
Б20-2а				400	5Г750	5Г315	Г-4500	40	АО2-82-6	980	
									А2-82-6	975	
Б20-2б				400	5Г750	5Г315	Г-4500	30	АО2-81-6	980	
									А2-81-6	975	
Б20-3а				420	5Г715	5Г315	Г-4500	55	АО2-91-6	985	
									А2-91-6	980	
Б20-3б				420		5Г315	Г-4500	40	АО2-82-6	980	
									А2-82-6	975	
Б20-4а				455	6Г660	6Г315	Г-4500	55	АО2-91-6	985	
									А2-91-6	980	
Б20-5а				465	6Г640	6Г315	Г-4500	75	АО2-92-6	985	
									А2-92-6	980	
Б20-5б				465		6Г315	Г-4500	55	АО2-91-6	985	
									А2-91-6	980	
Б20-5в				465		6Г315	Г-4500	40	АО2-82-6	980	
									А2-82-6	975	
Б20-6а				510	6Г730	6Г390	Г-4500	75	АО2-92-6	985	
									А2-92-6	980	
Б20-6б				510		6Г390	Г-4500	55	АО2-91-6	985	
									А2-91-6	980	
В3-1а	Ц9-57	3	6	815	2А160	2А140	А-1400	0,6	АО2-12-6	930	1Д096а
В3-2а				880		2А100	А-1320	0,6	АО2-11-4	1410	ОД096а
В3-3а				985		2А112	А-1320	0,6	АО2-11-4	1410	
В3-4а				1100		2А125	А-1320	0,6	АО2-11-4	1410	
В3-5а				1230		2А140	А-1400	0,8	АО2-12-4	1410	1Д096а
В3-5б				1230		2А140	А-1400	0,6	АО2-11-4	1410	ОД096а
В3-6а			1	1410	—	—	—	1,1	АО2-21-4	1410	4Д110а / 4Д111а

Продолжение табл. 1.1

Обозначение комплекта вентилятора	Вентилятор				Клиноременная передача			Электродвигатель			Виброизолирующее основание (обозначение)
	тип	№	схема исполнения	$n_в$ в *об/мин*	шкивы: вентилятора	шкивы: электродвигателя	сечение и стандартная длина ремня	$N_у$ в *квт*	тип	$n_э$ в *об/мин*	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
В3-6б	Ц9-57	3	1	1410	—	—	—	0,8	АО2-12-4	1410	2Д110а / 2Д111а
В3-6в				1410	—	—	—	0,6	АО2-11-4	1410	2Д110а / 2Д111а
В3-7а			6	1600	2А160	2А180	А-1500	2,2	АО2-31-4	1420	3Д096а
В3-7б				1600		2А180	А-1500	1,5	АО2-22-4	1420	2Д096а
В3-7в				1585		2А180	А-1500	1,1	АО2-21-4	1410	1Д096б
В3-7г				1585		2А180	А-1500	0,8	АО2-12-4	1410	1Д096а
В3-8а				1800	4А160	3А100	А-1320	2,2	АО2-22-4	2880	2Д096а
В3-8б				1780	2А160	2А100	А-1320	1,5	АО2-21-2	2850	1Д096б
В3-8в				1780		2А100	А-1320	1,1	АО2-12-2	2850	1Д096а
В3-8г				1780		2А100	А-1320	0,8	АО2-11-2	2850	0Д096а
В3-9а				2030	4А160	3А112	А-1400	4	АО2-32-2	2900	3Д096б
В3-9б				2015		3А112	А-1320	3	АО2-31-2	2880	3Д096а
В3-9в				2015		3А112	А-1320	2,2	АО2-22-2	2880	2Д096а
В3-10а				2265	4А160	4А125	А-1500	5,5	АО2-41-2	2900	4Д096а
В3-10б				2265		4А125	А-1500	4	АО2-32-2	2900	3Д096б
В3-10в				2250		2А125	А-1400	3	АО2-31-2	2880	3Д096а
В3-10г				2250	2А160	2А125	А-1400	2,2	АО2-22-2	2880	2Д096а
В3-10д				2225		2А125	А-1320	1,5	АО2-21-2	2850	1Д096б
В3-11а				2535	4А160	4А140	А-1500	7,5	АО2-42-2	2900	5Д096а
В3-11б				2535		4А140	А-1500	5,5	АО2-41-2	2900	4Д096а
В3-11в				2535		4А140	А-1500	4	АО2-32-2	2900	3Д096б
В3-11г				2520	2А160	2А140	А-1400	3	АО2-31-2	2880	3Д096а
В3-11д				2520		2А140	А-1400	2,2	АО2-22-2	2880	2Д096а
В3-12а			1	2900	—	—	—	7,5	АО2-42-2	2900	—
В3-12б				2900	—	—	—	5,5	АО2-41-2	2900	6Д110б / 6Д111б
В3-12в				2900	—	—	—	4	АО2-32-2	2900	6Д110а / 6Д111а
В3-12г				2880	—	—	—	3	АО2-31-2	2880	5Д110а / 5Д111а
В4-1а	Ц9-57	4	6	705	4А200	2А100	А-1600	0,8	АО2-12-4	1410	1Д097а
В4-1б				705		2А100	А-1600	0,6	АО2-11-4	1410	0Д097а

Продолжение табл. 1.1

Обозначение комплекта вентилятора	Вентилятор				Клиноременная передача			Электродвигатель			Виброизолирующее основание (обозначение)
	тип	№	схема исполнения	$n_в$ в *об/мин*	шкивы: вентилятора	шкивы: электродвигателя	сечение и стандартная длина ремня	$N_у$ в *квт*	тип	$n_э$ в *об/мин*	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
В4-4а	Ц9-57	4	1	930	—	—	—	1,5	АО2-31-6	930	10Д110а / 10Д111а
В4-4б				930	—	—	—	1,1	АО2-22-6	930	8Д110а / 8Д111в
В4-4в				930	—	—	—	0,8	АО2-21-6	930	7Д110б / 7Д111б
В4-4г				930	—	—	—	0,6	АО2-12-6	930	7Д110а / 7Д111а
В4-6а			6	1135	4А200	3А160	А-1800	3	АО2-32-4	1420	3Д097б
В4-6б				1135		3А160	А-1800	2,2	АО2-31-4	1420	3Д097а
В4-6в				1135		2А160	А-1800	1,5	АО2-22-4	1420	2Д097а
В4-8а			1	1440	—	—	—	5,5	АО2-42-4	1440	14Д110б / 14Д111б
В4-8б				1440	—	—	—	4	АО2-41-4	1440	14Д110а / 14Д111а
В4-8в				1420	—	—	—	3	АО2-32-4	1420	12Д110б / 12Д111б
В4-8г				1420	—	—	—	2,2	АО2-31-4	1420	12Д110а / 12Д111а
В4-9а			6	1610	5Б200	4Б224	Б-1900	7,5	АО2-51-4	1440	5Д097б
В4-9б				1610		4Б224	Б-1900	5,5	АО2-42-4	1440	5Д097а
В4-9в				1625	4А200	4А112	А-1700	4	АО2-32-2	2900	3Д097б
В4-9г				1610		3А112	А-1600	3	АО2-31-2	2880	3Д097а
В4-10а				1825	5Б200	5Б250	Б-2120	10	АО2-52-4	1460	6Д097а
В4-10б				1800		4Б250	Б-2120	7,5	АО2-51-4	1440	5Д097б
В4-10в				1800		4Б250	Б-2120	5,5	АО2-42-4	1440	5Д097а
В4-10г				1810	4А200	4А125	А-1800	4	АО2-32-2	2900	3Д097б
В4-10д				1800		2А125	А-1700	3	АО2-31-2	2880	3Д097а
В4-11а				2030	5Б200	4Б140	Б-1800	7,5	АО2-42-2	2900	5Д097а
В4-11б				2030		4Б140	Б-1800	5,5	АО2-41-2	2900	4Д097а

Продолжение табл. I.1

Обозначение комплекта вентилятора	Вентилятор				Клиноременная передача			Электродвигатель			Виброизолирующее основание (обозначение)
	тип	№	схема исполнения	$n_в$ в об/мин	шкивы: вентилятора	шкивы: электродвигателя	сечение и стандартная длина ремня	$N_у$ в квт	тип	$n_э$ в об/мин	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
В4-11в	Ц9-57	4	6	2030	4А200	4А140	А-1800	4	АО2-32-2	2900	3Д097б
В5-1а	Ц9-57	5	6	560	4А250	2А100	А-1900	1,1	АО2-21-4	1410	1Д098б
В5-1б				560		2А100	А-1900	0,8	АО2-12-4	1410	1Д098а
В5-1в				560		2А100	А-1900	0,6	АО2-11-4	1410	0Д098а
В5-2а				635		2А112	А-2000	1,5	АО2-22-4	1420	2Д098а
Б5-2б				630		2А112	А-2000	1,1	АО2-21-4	1410	1Д098б
В5-2в				630		2А112	А-2000	0,8	АО2-12-4	1410	1Д098а
В5-2г				630		2А112	А-2000	0,6	АО2-11-4	1410	0Д098а
В5-3а				710		2А125	А-2000	2,2	АО2-31-4	1420	3Д098а
В5-3б				710		2А125	А-2000	1,5	АО2-22-4	1420	2Д098а
В5-3в				705		2А125	А-2000	1,1	АО2-21-4	1410	1Д098б
В5-4а				795		3А140	А-2000	3	АО2-32-4	1420	3Д098б
В5-4б				795		3А140	А-2000	2,2	АО2-31-4	1420	3Д098а
В5-4в				795		2А140	А-2000	1,5	АО2-22-4	1420	2Д098а
В5-5а				920		4А160	А-2120	4	АО2-41-4	1440	4Д098а
В5-5б				910		3А160	А-2000	3	АО2-32-4	1420	3Д098б
В5-5в				910		3А160	А-2000	2,2	АО2-31-4	1420	3Д098а
В5-5г				910		2А160	А-200	1,5	АО2-22-4	1420	2Д098а
В5-6а			1	950	—	—	—	4	АО2-42-6	950	18Д110а / 18Д111а
В5-6б				950	—	—	—	3	АО2-41-6	950	16Д110б / 16Д111б
В5-6в				950	—	—	—	2,2	АО2-32-6	950	16Д110а / 16Д111а
В5-6г				930	—	—	—	1,5	АО2-31-6	930	—
В5-7а			6	1035	5Б280	3Б200	Б-2120	5,5	АО2-42-4	1440	5Д098а
В5-7б				1035		3Б200	Б-2120	4	АО2-41-4	1440	4Д098а
В5-7в				1020	4А250	3А180	А-2120	3	АО2-32-4	1420	3Д098б
В5-7г				1020		2А180	А-2120	2,2	АО2-31-4	1420	3Д098а

Продолжение табл. I.1

Обозначение комплекта вентилятора	Вентилятор				Клиноременная передача			Электродвигатель			Виброизолирующее основание (обозначение)
	тип	№	схема исполнения	$n_в$ в об/мин	шкивы: вентилятора	шкивы: электродвигателя	сечение и стандартная длина ремня	$N_у$ в квт	тип	$n_э$ в об/мин	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
В5-8а	Ц9-57	5	6	1150	5Б280	4Б224	Б-2240	7,5	АО2-51-4	1440	5Д098б
В5-8б				1150		4Б224	Б-2240	5,5	АО2-42-4	1440	5Д098а
В5-8в				1150	4А250	4А200	А-2120	4	АО2-41-4	1440	4Д098а
В5-8г				1135		3А200	А-2120	3	АО2-32-4	1420	3Д098б
В5-9а				1300	5Б240	5Б250	Б-2360	10	АО2-52-4	1460	6Д098а
В5-9б				1285		4Б250	Б-2240	7,5	АО2-51-4	1440	5Д098б
В5-10а			1	1460	—	—	—	17	АО2-62-4 / А2-62-4	1460 / 1450	22Д110б / 22Д111б
В5-10б				1460	—	—	—	13	АО2-61-4 / А2-61-4	1460 / 1450	22Д110а / 22Д111а
В5-10в				1460	—	—	—	10	АО2-52-4	1460	20Д110б / 20Д111б
В5-10г				1440	—	—	—	7,5	АО2-51-4	1440	20Д110а / 20Д111а
В5-10д				1440	—	—	—	5,5	АО2-42-4	1440	—
В5-11а			6	1640	По индивидуальному проекту			17	АО2-62-4 / А2-62-4	1460 / 1450	7Д098а
В5-11б				1640	5Б280	5Б315	Б-2500	13	АО2-61-4 / А2-61-4	1460 / 1450	6Д098б
В5-11в				1640		5Б315	Б-2500	10	АО2-62-4	1460	6Д098а
В5-11г				1665		4Б160	Б-2120	7,5	АО2-42-2	2900	5Д098а
В6-1а	Ц9-57	6	6	415	4А280	2А125	А-2240	1,1	АО2-22-6	930	2Д099а*
В6-1б				415		2А125	А-2240	0,8	АО2-21-6	930	1Д099б*
В6-1в				415		2А125	А-2240	0,6	АО2-12-6	930	1Д099а*
В6-2а				505		3А100	А-2120	1,5	АО2-22-4	1420	2Д099а*
В6-2б				500		2А100	А-2120	1,1	АО2-21-4	1410	1Д099б*
В6-2в				500		2А100	А-2120	0,8	АО2-12-4	1410	1Д099а*
В6-3а				565		4А112	А-2120	2,2	АО2-31-4	1420	3Д099а
В6-3б				565		3А112	А-2120	1,5	АО2-22-4	1420	2Д099а
В6-3в				560		2А112	А-2120	1,1	АО2-21-4	1410	1Д099б
В6-4а				630		4А125	А-2240	3	АО2-32-4	1420	3Д099б
В6-4б				630		4А125	А-2240	2,2	АО2-31-4	1420	3Д099а
В6-4в				630		2А125	А-2400	1,5	АО2-22-4	1420	2Д099а

Продолжение табл. I.1

Обозначение комплекта вентилятора	Вентилятор				Клиноременная передача			Электродвигатель			Виброизолирующее основание (обозначение)
	тип	№	схема исполнения	$n_в$ в об/мин	шкивы: вентилятора	шкивы: электродвигателя	сечение и стандартная длина ремня	$N_у$ в квт	тип	$n_э$ в об/мин	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
В6-5а	Ц9-57	6	1	735	—	—	—	5,5	АО2-52-8	735	24Д110г / 24111г
В6-5б				735	—	—	—	4	АО2-51-8	735	24Д110в / 24Д111в
В6-5в				735	—	—	—	3	АО2-42-8	735	24Д110б / 24Д111б
В6-5г				735	—	—	—	2,2	АО2-41-8	735	24Д110а / 24Д111а
В6-6а			6	820	5Б280	5Б160	Б-2360	7,5	АО2-51-4	1440	5Д099б
В6-6б				820		5Б160	Б-2360	5,5	АО2-42-4	1440	5Д099а
В6-6в				820		3Б160	Б-2360	4	АО2-41-4	1440	4Д099а
В6-7а				940		5Б180	Б-2500	10	АО2-52-4	1460	6Д099а
В6-7б				925		4Б180	Б-2360	7,5	АО2-51-4	1440	5Д099б
В6-7в				925		4Б180	Б-2360	5,5	АО2-42-4	1440	5Д099а
Б6-7г				925		3Б180	Б-2360	4	АО2-41-4	1440	4Д099а
В6-8а			1	980	—	—	—	10	АО2-61-6 / А2-61-6	980 / 970	28Д110а / 28Д111а
В6-8б				980	—	—	—	7,5	АО2-52-6	980	26Д110б / 26Д11б
В6-8в				950	—	—	—	5,5	АО2-51-6	950	26Д110а / 26Д111а
В6-8г				950	—	—	—	4	АО2-42-6	950	—
В6-9а			6	1040	По индивидуальному проекту			13	АО2-61-4 / А2-61-4	1460 / 1450	—
В6-9б				1040	5Б280	5Б200	Б-2500	10	АО2-52-4	1460	6Д099а
В6-9в				1030		4Б200	Б-2500	7,5	АО2-51-4	1440	5Д099б
В6-10а				1170	4В280	4В224	Б-2650	17	АО2-62-4 / А2-62-4	1460 / 1450	7Д099а
В6-10б				1170		4В224	Б-2650	13	АО2-61-4 / А2-61-4	1460 / 1450	6Д099б
В6-10в				1170	5Б280	5Б224	Б-2650	10	АО2-52-4	1460	6Д099а
В6-10г				1150		4Б224	Б-2500	7,5	АО2-51-4	1440	5Д099б
В6-11а				1300	4В280	4В250	В-2650	22	АО2-71-4 / А2-71-4	1460 / 1450	7Д099б
В6-11б				1300		4В250	В-2650	17	АО2-52-4 / А2-52-4	1460 / 1450	7Д099а

* Основание (рама) не имеет виброизоляторов, не примененных вследствие малого числа оборотов вентилятора.

Таблица I.2

Вентиляторы центробежные Ц4-70 № 2,5; 3; 4; 5: 6 и 7 (исполнение 1) (рис. I.3)

№ вентилятора	Размеры вентилятора в *мм*													Вес без электродвигателя в *кг*
	H	b	b_1	b_2	b_3	b_4	b_5	C	C_1	C_2	C_3	C_4	l	
2,5	197	227,5	184	258,5	198,5	122	250	162,5	129	175	34	223	224	14,1
3	250	274,5	228	313,5	236,5	140	300	194,5	160	210	20	270	255	20,7
4	335	363	290	413	313	174,5	410	259,5	197,5	280	25	360	330	48,2
5	450	451	358	514	387	218	490	325	255	350	24	450	416	82
6	520	537	421	615	462	261	600	389	290	420	33	540	495	132,4
7	605	626,5	482,5	714	538	305	690	455	334	490	62	630	602	199,6

Продолжение табл. I.2

№ вентилятора	Размеры фланца патрубка												
	выходного						входного					основания станины	
	A	A_1	C_5	n в шт.	d в *мм*	n_1 в шт.	D	D_1	D_2	d_1	n в шт.	d_2 в *мм*	уголок
	в *мм*						в *мм*						
2,5	178	218	101	2	7	8	254,5	270	285	7	8	15	∠32×32×4
3	214	264	122	2	7	8	305	325	350	7	8	19	∠40×40×4
4	285	335	157,5	2	7	8	405	430	450	7	12	19	∠50×50×5
5	356	420	98	4	7	16	504	535	560	7	16	22	∠50×50×5
6	426	490	115	4	7	16	610	635	660	7	16	22	∠63×63×6
7	496	568	134	4	7	16	710	735	760	7	16	25	∠63×63×6

Примечание. Вентиляторы изготавливаются левого и правого вращения со всеми положениями кожуха.

Вентиляторы центробежные Ц4-70 № 2,5; 3; 4; 5; 6 и 7 (исполнение 1) (рис. I.3, табл. I.2)

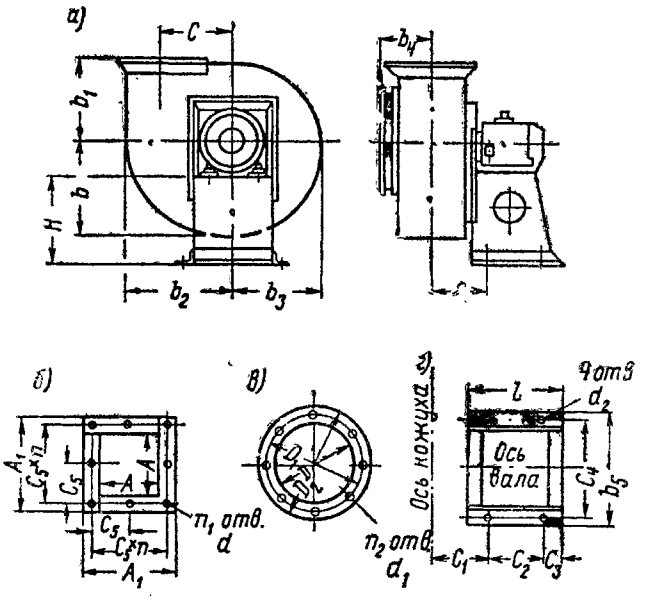


Рис. I.3. Вентиляторы центробежные Ц4-70 № 2,5; 3; 4; 5; 6 и 7 (исполнение 1) Вентспилского вентиляторного завода

а — схема вентилятора; *б* — фланец выходного патрубка; *в* — фланец входного патрубка; *г* — основание станины

Вентиляторы центробежные Ц4-70 № 2,5; 3,2; 4; 5 и 6,3 с промежуточными диаметрами колес (рис. I.4, табл. I.3)

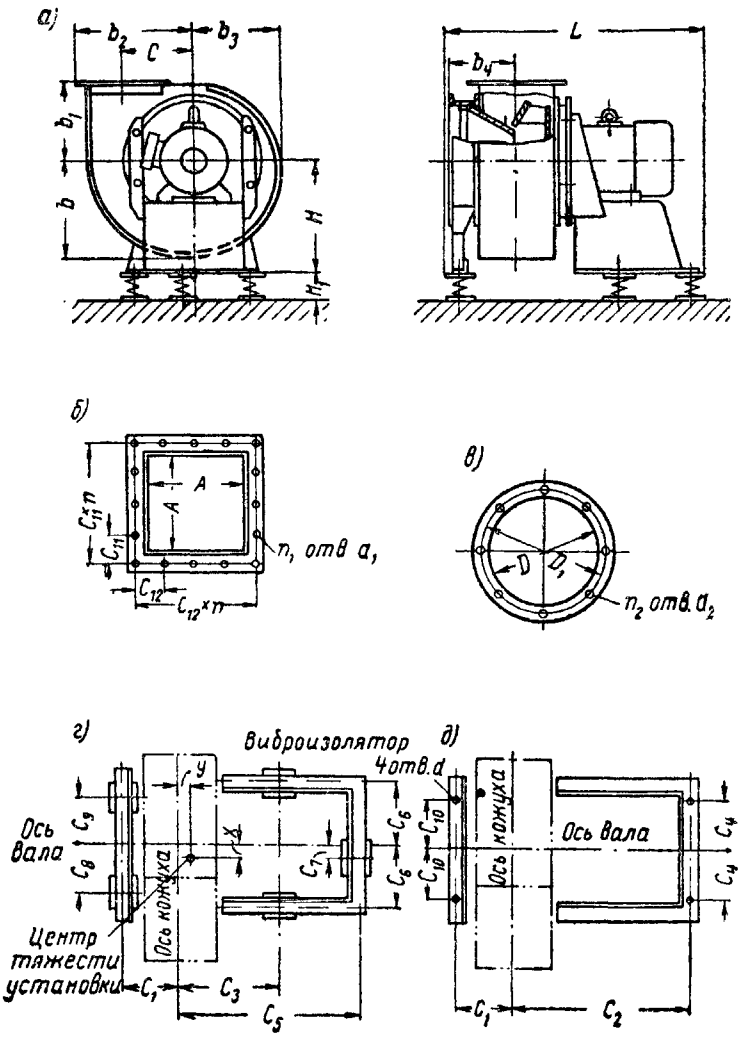


Рис. I.4. Вентиляторы центробежные Ц4-70 № 2,5; 3,2; 4; 5 и 6,3 с промежуточными диаметрами колес по материалам ГПИ Сантехпроект (табл. I.3 и I.4)

а — схема вентилятора; *б* — фланец выходного патрубка; *в* — фланец входного патрубка; *г* — схема расположения виброизоляторов; *д* — схема расположения фундаментных болтов (при установке вентилятора без виброизоляторов)

Таблица I.3

Вентиляторы Ц4-70 № 2,5; 3,2; 4; 5 и 6,3 с промежуточными диаметрами колес (исполнение 1) (рис. I.4)

№ вентилятора	Размеры вентилятора							Размеры фланца патрубка									
								выходного						входного			
	b	b_1	b_2	b_3	b_4	C	L	A	C_{11}	C_{12}	n	n_1	d_1	D	D_1	n_2 в шт.	d_2 в мм
	в мм										в шт.		в мм				
2,5	231,5	170	276	200,5	156	162	560	175	105	105	2	8	7	250	280	8	7
3,2	292	213	346	252	181	208	660	224	129,5	128	2	8	7	323	360	8	7
4	363	264	426	313	220	260	756	280	157,5	156,5	2	8	7	403	445	8	9
5	450	321	535	388	253	325	862	350	98	98	4	16	7	503	575	16	11
6,3	564,5	407	672	485,5	303	410	1210	441	122	122	4	16	7	633	700	16	11

Таблица I.4

Размеры вентиляторов Ц4-70 № 2,5; 3,2; 4; 5 и 6,3 в комплектации с электродвигателями (рис. I.4)

№ вентилятора	Тип электродвигателя	Размеры в мм														
		H_1	H	X	y	C_1	C_2	C_3	C_4	C_5	C_6	C_7	C_8	C_9	C_{10}	d
2,5	АОЛ-11-4	60	230	10	100	135	370	336	90	—	128,5	—	94	54	115	12
	АОЛ-21-2															
	АОЛ-22-2		245		105			345								
	АОЛ-2-11-2															
3,2	АОЛ-21-4	60	298	10	90	160	445	340	125	—	170	—	137,5	97,5	75	12
	АОЛ-22-4															
	АОЛ-2-21-2															
	АОЛ-2-22-2		308		115			325		445		10				
4	АО2-11-4	80	400	15	85	192	518	362	150	—	193	—	175	235	250	12
	АО2-11-6							362								
	АО2-12-4				90			372								
	АО2-21-4		410		95			380								
	АО2-32-2		422		125			442								
	АО2-41-2		422		170			273		518		15				
	АО2-42-4				190			313								
5	АО2-12-6	80	500	20	95	230	540	420	175	—	218	—	140	220	230	12
	АО2-21-6				100			430								
	АО2-22-4		510		110			450								
	АО2-31-4		522		120			470								
	АО2-32-4		520		125			420								
6,3	АО2-31-6	147	600	20	180	285	715	380	220	715	262	60	195	235	260	14
	АО2-32-6															
	АО2-41-4		620		215			465								
	АО2-42-4															
	АО2-51-4		648		235			515								

Примечание. Вентспилским вентиляторным заводом с 1968 г. серийно изготовляются вентиляторы правого и левого вращения со всеми положениями кожуха как с виброизоляторами, так и без них.

Характеристики центробежного вентилятора Ц4-70 № 2,5 с колесом 0,95 $D_{ном}$ (рис. I.5)

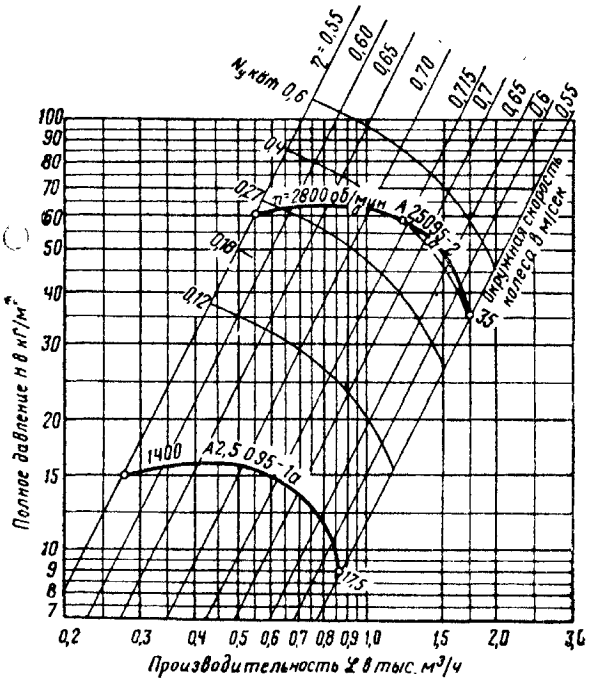


Рис I.5

Характеристики центробежного вентилятора Ц4-70 № 2,5 с колесом $D_{ном}$ (рис. I.6)

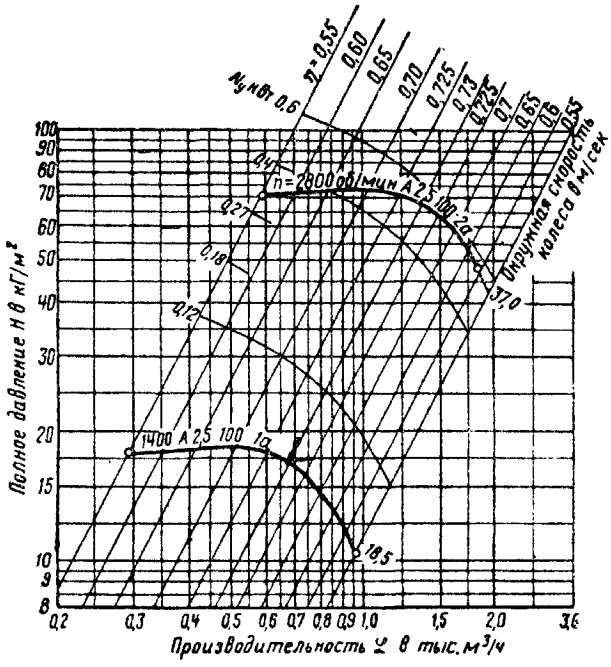


Рис. I.6

Характеристики центробежного вентилятора Ц4-70 № 2,5 с колесом 1,05 $D_{ном}$ (рис. I.7)

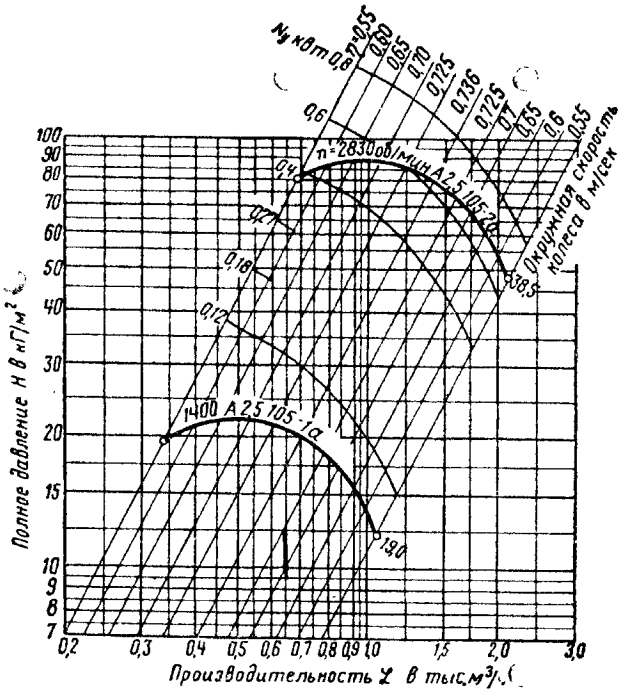


Рис. I.7

Характеристики центробежного вентилятора Ц4-70 № 3 (рис. I.8)

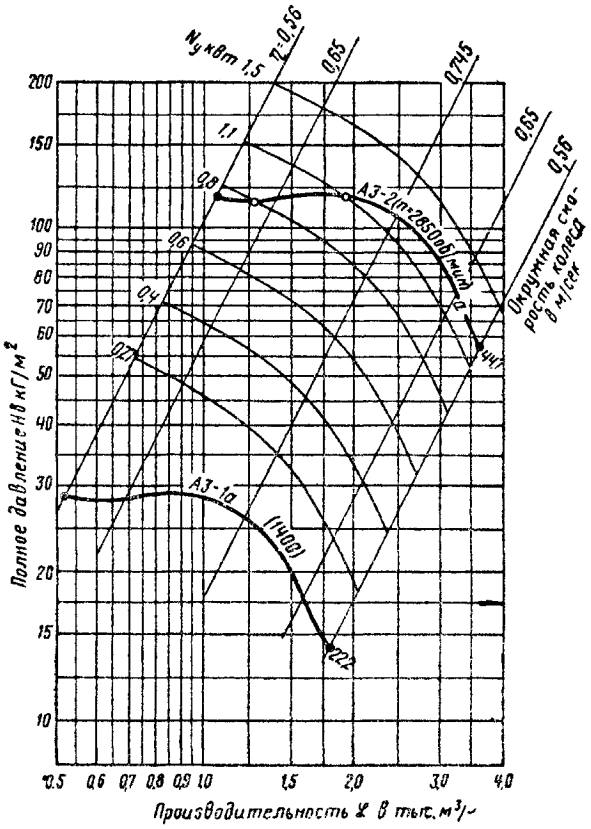


Рис I.8

Характеристики центробежного вентилятора Ц4-70 № 3,2 с колесом 0,95 $D_{ном}$ (рис. I.9)

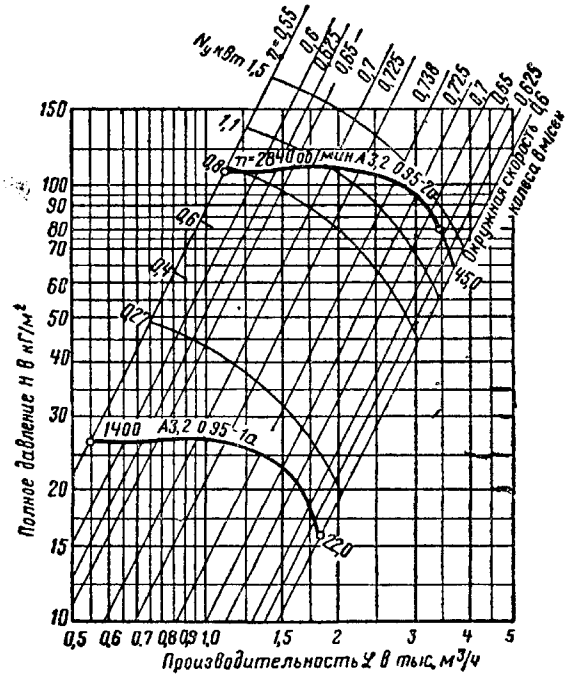


Рис. I.9

Характеристики центробежного вентилятора Ц4-70 № 3,2 с колесом $D_{ном}$ (рис. I.10)

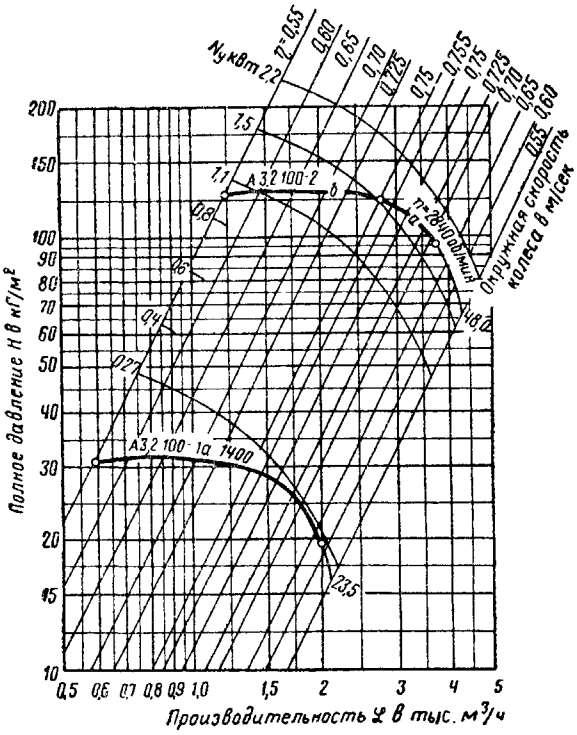


Рис I.10

Характеристики центробежного вентилятора Ц4-70 № 3,2 с колесом 1,05 $D_{ном}$ (рис. I.11)

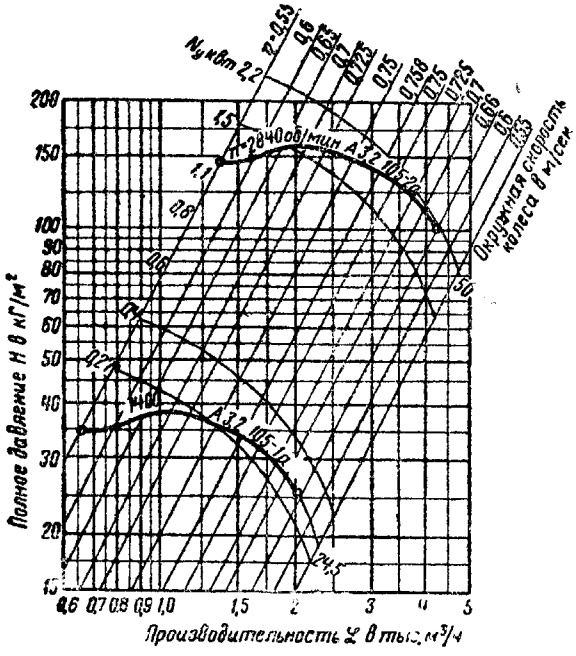


Рис. I.11

Характеристики центробежного вентилятора Ц4-70 № 4 с колесом 0,95 $D_{ном}$ (рис. I.12)

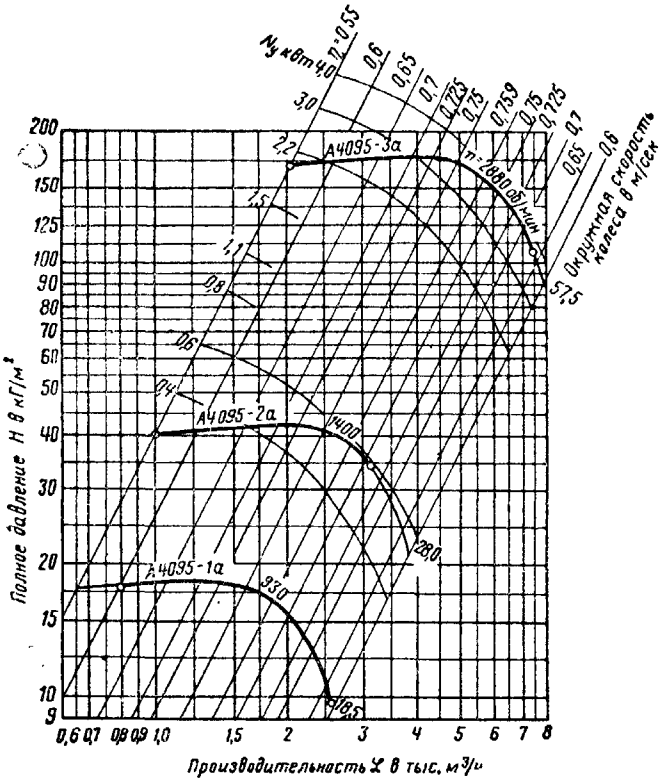


Рис. I.12

Характеристики центробежного вентилятора Ц4-70 № 4 с колесом $D_{ном}$ (рис. I.13)

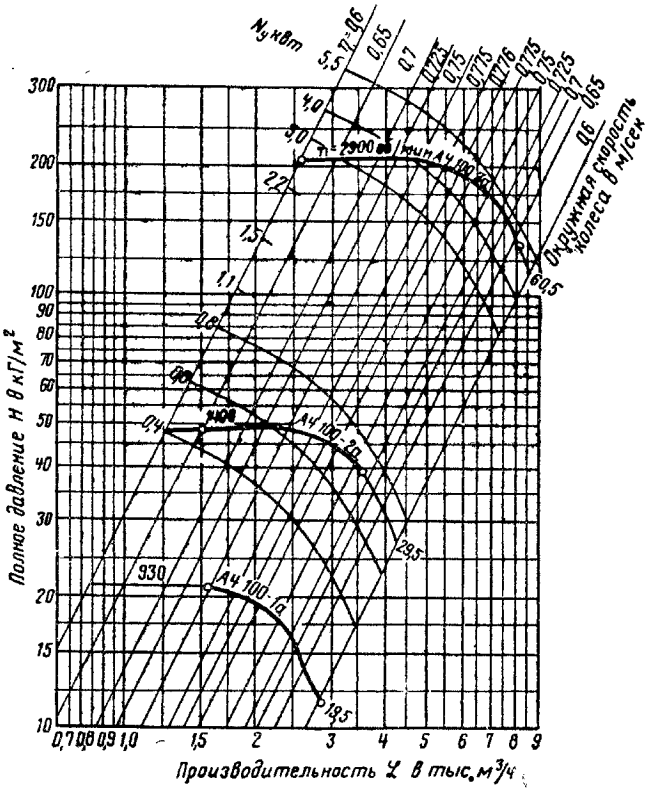


Рис. I.13

Характеристики центробежного вентилятора Ц4-70 № 4 с колесом 1,05 $D_{ном}$ (рис. I.14)

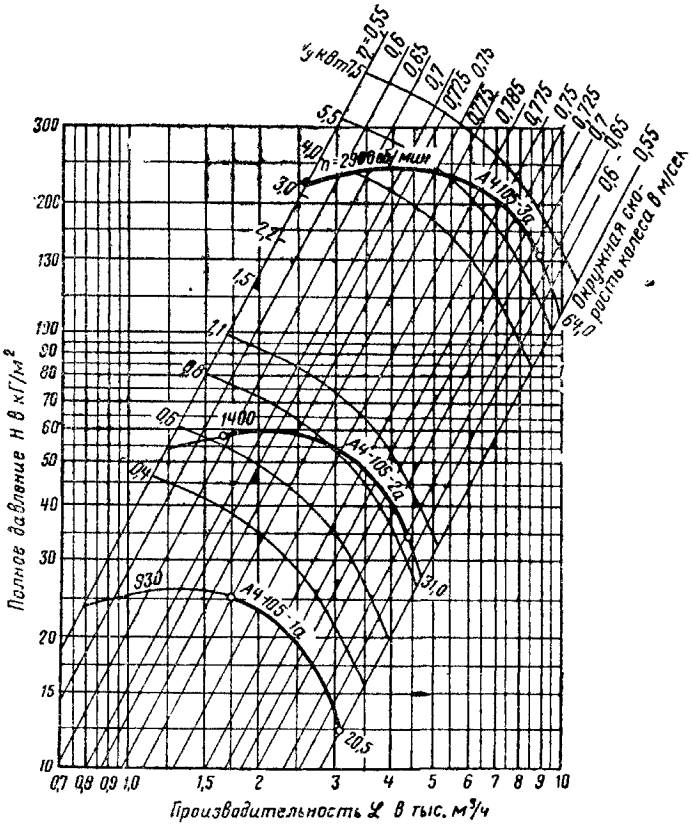


Рис. I.14

Характеристики центробежного вентилятора Ц4-70 № 5 с колесом 0,9 $D_{ном}$ (рис. I.15)

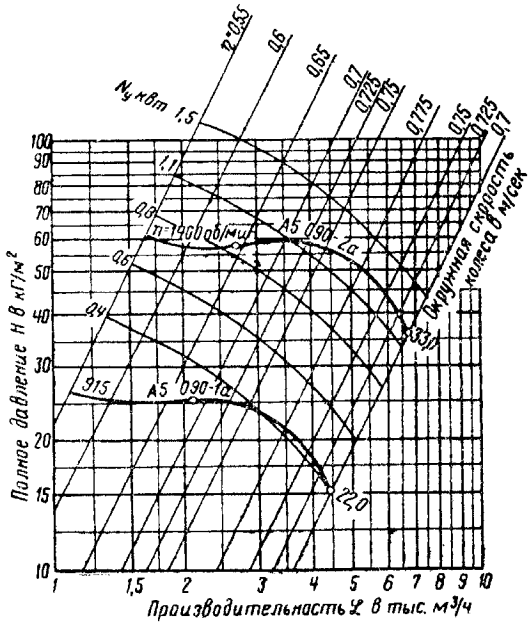


Рис. I.15

Характеристики центробежного вентилятора Ц4-70 № 5 с колесом 0,95 $D_{ном}$ (рис. I.16)

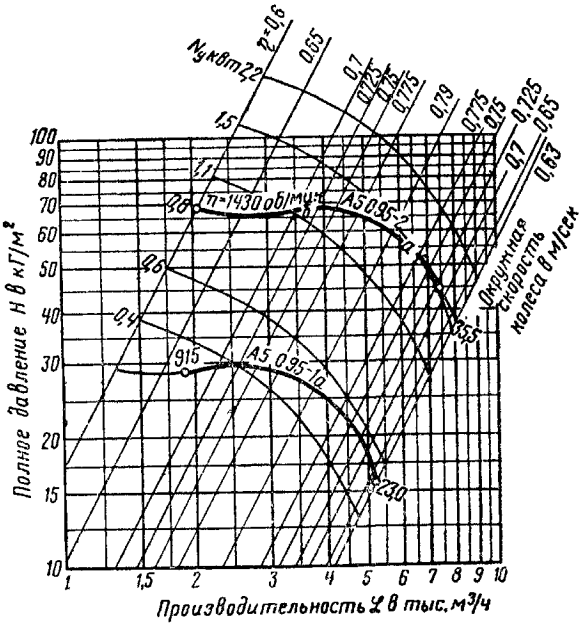


Рис. I.16

Характеристики центробежного вентилятора Ц4-70 № 5 с колесом $D_{ном}$ (рис. I.17)

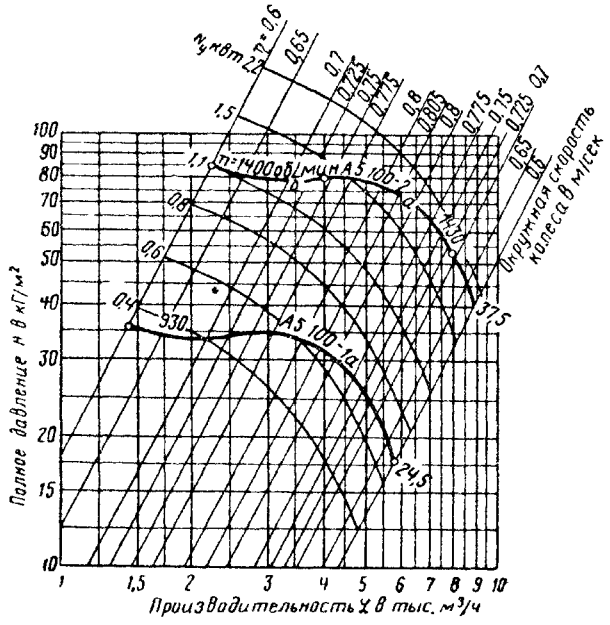


Рис. I.17

Характеристики центробежного вентилятора Ц4-70 № 5 с колесом 1,05 $D_{ном}$ (рис. I.18)

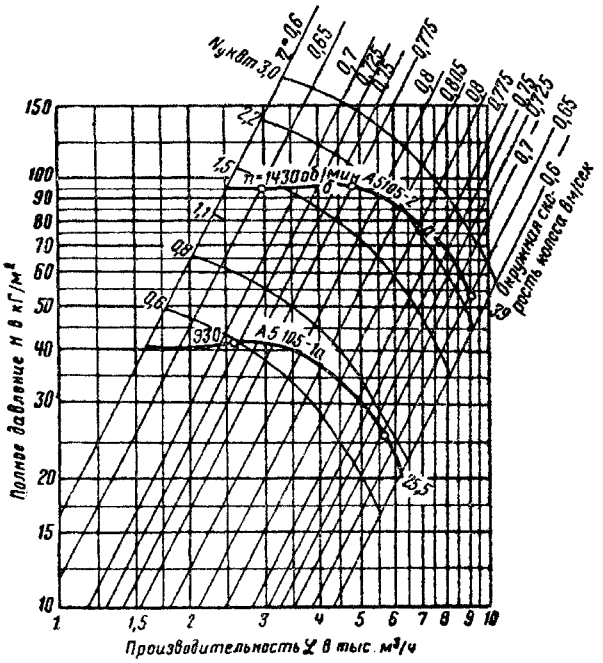


Рис. I.18

Характеристики центробежного вентилятора Ц4-70 № 6 (рис. I.19)

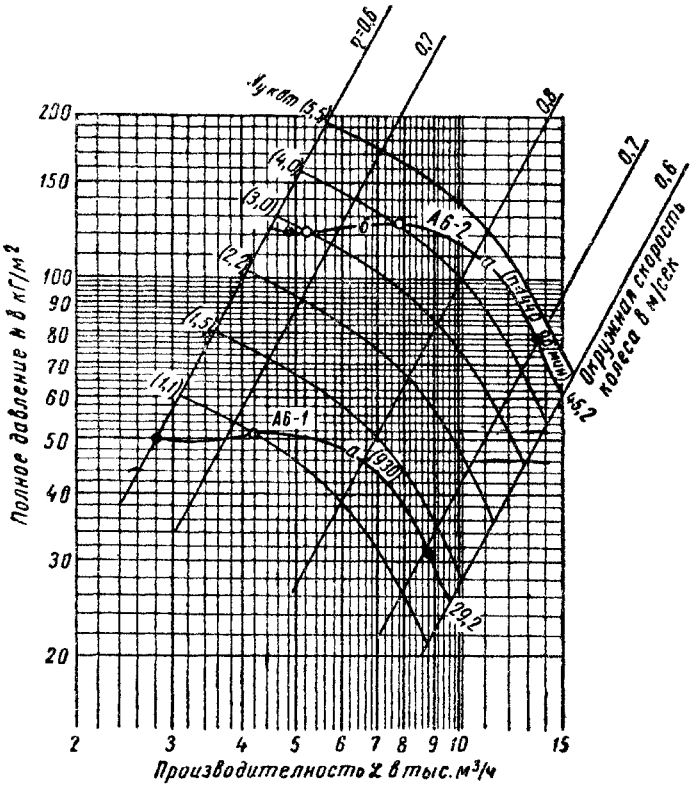


Рис. I.19

Характеристики центробежного вентилятора Ц4-70 № 6,3 с колесом 0,95 $D_{ном}$ (рис. I.20)

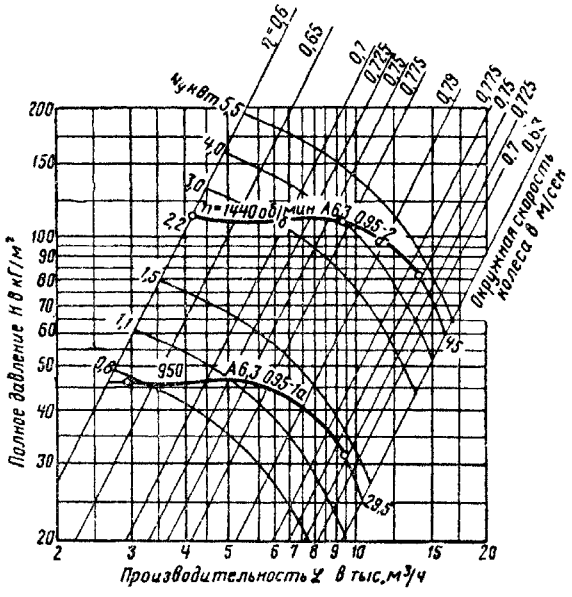


Рис. I.20

Характеристики центробежного вентилятора Ц4-70 № 6,3 с колесом $D_{ном}$ (рис. I.21)

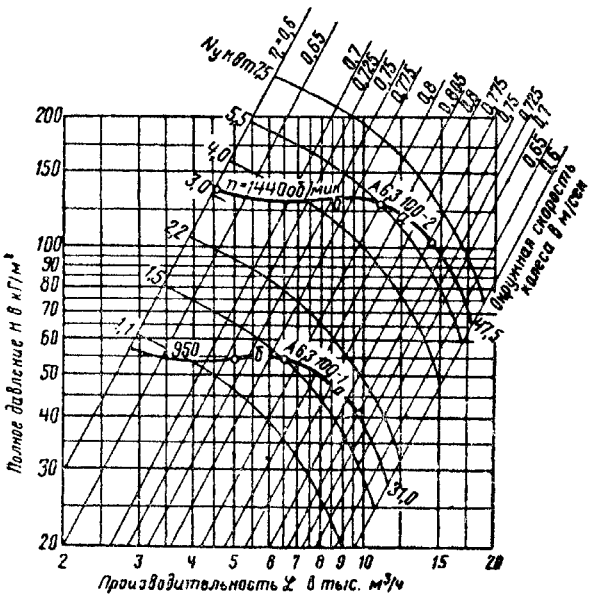


Рис. I.21

Характеристики центробежного вентилятора Ц4-70 № 6,3 с колесом 1,05 $D_{ном}$ (рис. I.22)

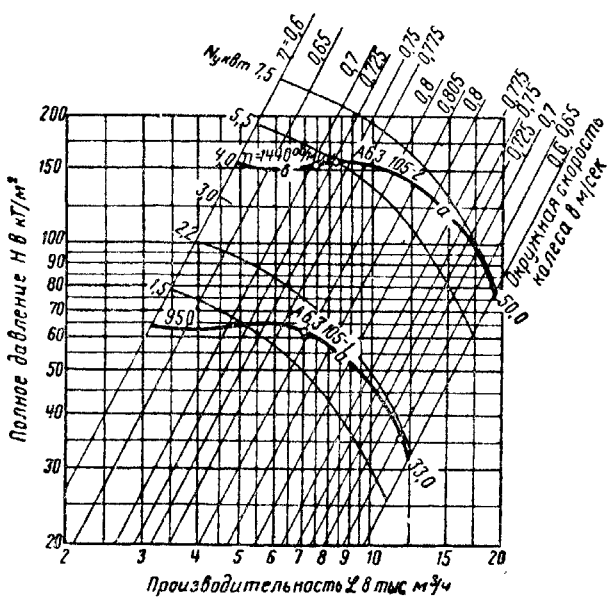


Рис. I.22

Характеристики центробежного вентилятора Ц4-70 № 7 (рис. I.23)

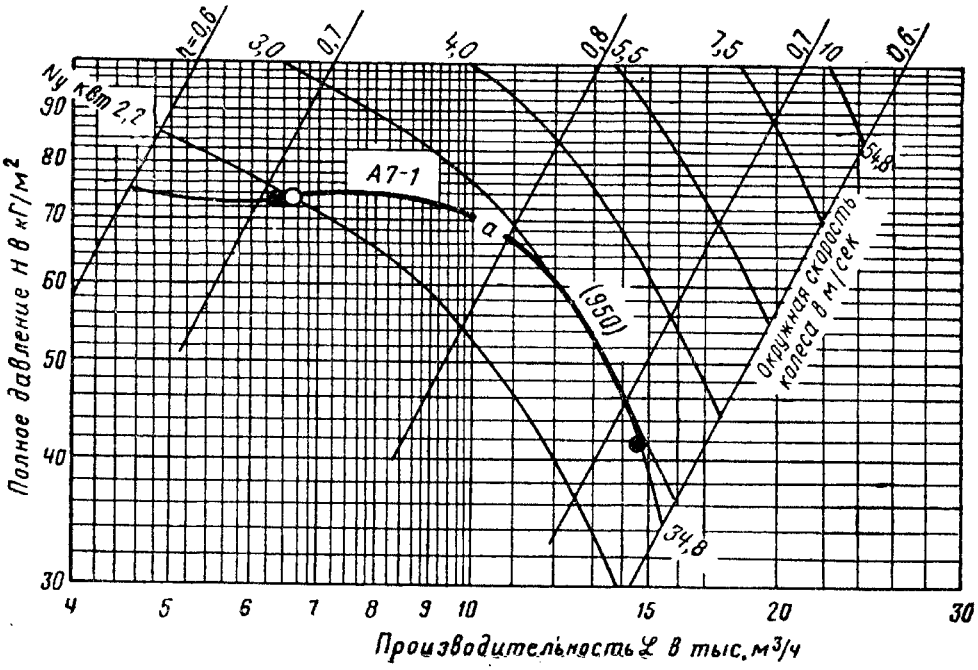


Рис. I.23

Вентиляторы центробежные Ц4-70 № 8 и 10 (исполнение 1) и № 8, 10 и 12 (исполнение 6) (рис. I.24, табл. I.5)

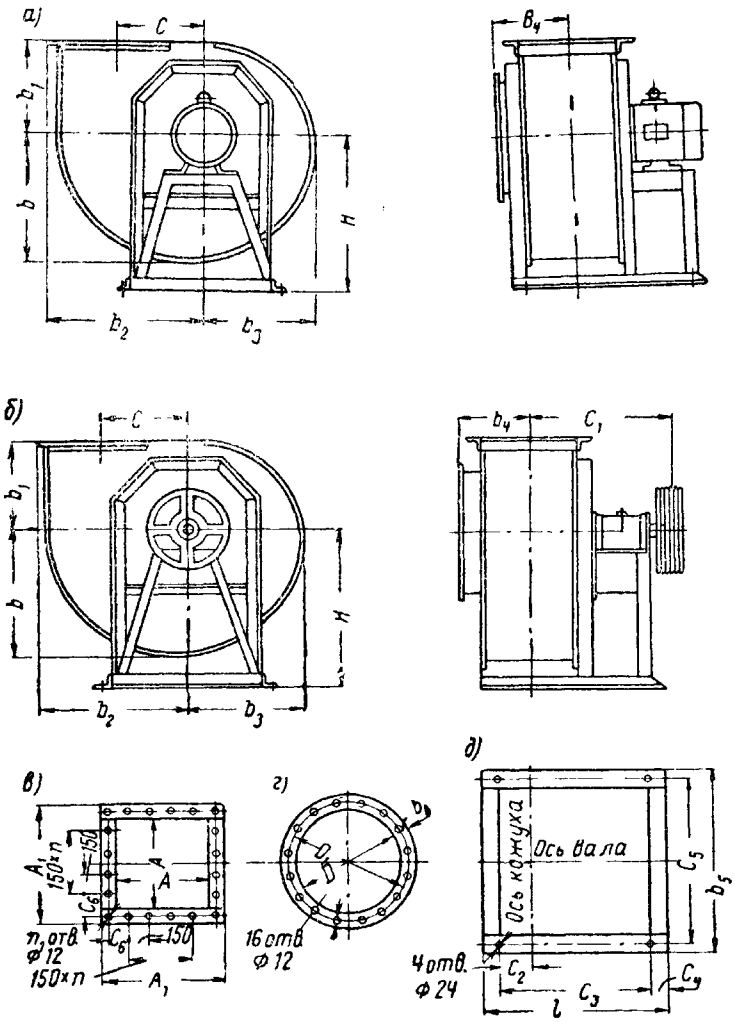


Рис. I.24. Вентиляторы центробежные Ц4-70 № 8 и 10 (исполнение 1) и № 8, 10 и 12 (исполнение 6) предприятия УООП Днепропетровской области

а — схема вентилятора № 8 и 10 (исполнение 1); *б* — схема вентиляторов № 8, 10 и 12 (исполнение 6); *в* — фланец выходного патрубка; *г* — фланец входного патрубка; *д* — основание станины

Вентиляторы центробежные Ц4-70 № 10 и 12 (исполнение 6) (рис. I.25, табл. I.6)

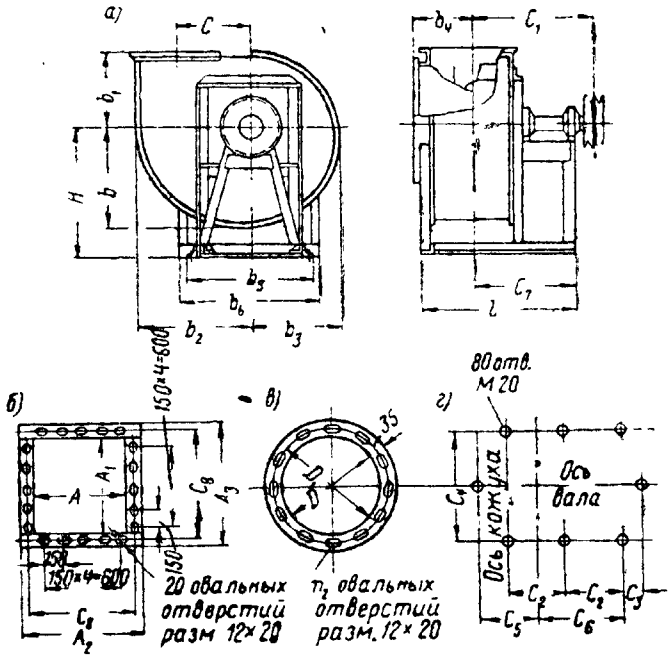


Рис. I.25. Вентиляторы центробежные Ц4-70 № 10 и 12 (исполнение 6) Московского вентиляторного завода

а — схема вентилятора; *б* — фланец выходного патрубка; *в* — фланец входного патрубка; *г* — расположение отверстий под фундаментные болты

Таблица I.5

Вентиляторы Ц4-70 № 8 и 10 (исполнение 1) и № 8, 10 и 12 (исполнение 6) предприятия УООП Днепропетровской области (рис. I.24)

№ вентилятора	Размеры вентилятора в *мм*													
	H	b	b_1	b_2	b_3	b_4	b_5	C	C_1	C_2	C_3	C_4	C_5	l
8	890	718	517/518	838	618	363/359	1056	522	753	320/290	1000	25/45	1000	1050/1100
10	1100	893	643	1042	768	433	1260/1256	650	879	316	1100	100	1200	1300
12	1310	1062	768	1242	918	503	1456	780	1040	353	1200	165	1400	1515

Продолжение табл. I.5

№ вентилятора	Вес без электродвигателя в *кг*			Размеры фланца патрубка							
				выходного					входного		
	из обычной стали	из нержавеющей стали	из алюминия	A	A_1	C_6	n	n_1	D	D_1	b_6
				в *мм*			в шт.		в *мм*		
8	420/331	—/348	2/216	560	636	150	4/2	16	724	760	36
10	610/517	—/531	—/373	700	786	150	5/3	20	904	944	36
12	770	—	—	840	926	145	4	24	1084	1124	36

Примечания: 1. Вентиляторы изготавливаются правого и левого вращения со всеми положениями кожуха, кроме положений П180° и Л180°.

2. Вентиляторы № 8, 10 исполнения 1 изготавливаются из обычной стали, а исполнения 6 — из обычной и нержавеющей стали, а также из алюминия; вентилятор № 12 изготавливается только из обычной стали.

3. Размеры приведены: в числителе — в исполнении 1, в знаменателе — в исполнении 6.

Таблица I.6

Вентиляторы Ц4-70 № 10 и 12 (исполнение 6) Московского вентиляторного завода (рис. I.25)

№ вентилятора	Размеры вентилятора в *мм*																
	H	b	b_1	b_2	b_3	b_4	b_5	b_6	C	C_1	C_2	C_3	C_4	C_5	C_6	C_7	l
10	1130	889	644	1015	765	433	1030	1248	650	1080	535	103	960	397	813	956	1388
12	1330	1061	769	1215	915	503	1230	1460	780	1142	605	81	1160	471	879	1008	1514

Продолжение табл. I.6

№ вентилятора	Вес без электродвигателя в *кг*	Размеры фланца патрубков							
		выходного					входного		
		A	A_1	A_2	A_3	C_8	D	D_1	n_2 в шт.
		в *мм*							
10	567	704	706	784	786	750	1020	1060	16
12	754	844	846	926	924	890	1220	1260	20

Примечания: 1. Вентиляторы изготавливаются левого и правого вращения со всеми положениями кожуха, кроме положений П180° и Л180°.

2. Вентиляторы изготавливаются из нержавеющей стали и обычной.

Характеристики центробежного вентилятора Ц4-70 № 8 (рис. I.26)

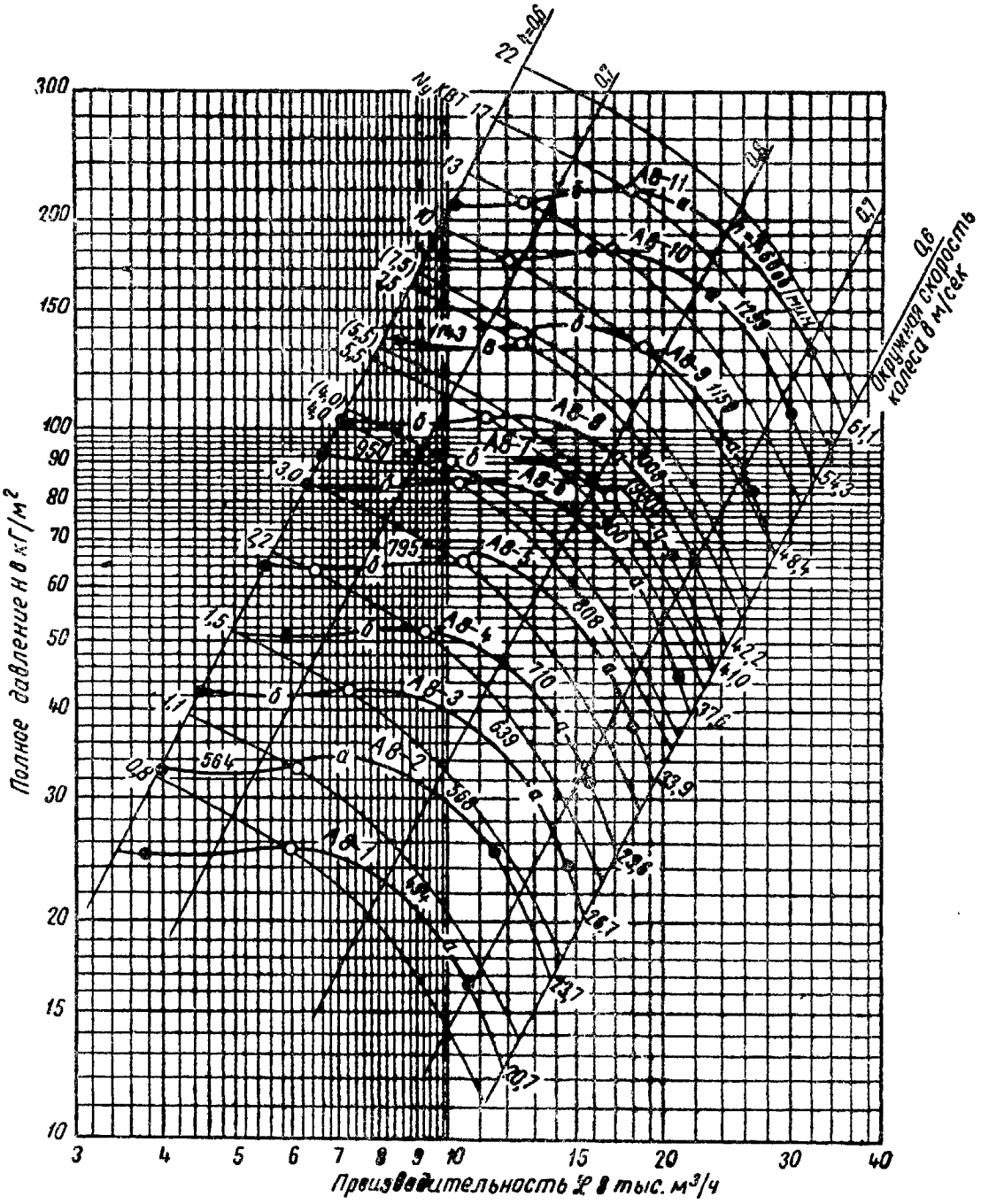


Рис. I.26

Характеристики центробежного вентилятора Ц4-70 № 10 (рис. I.27)

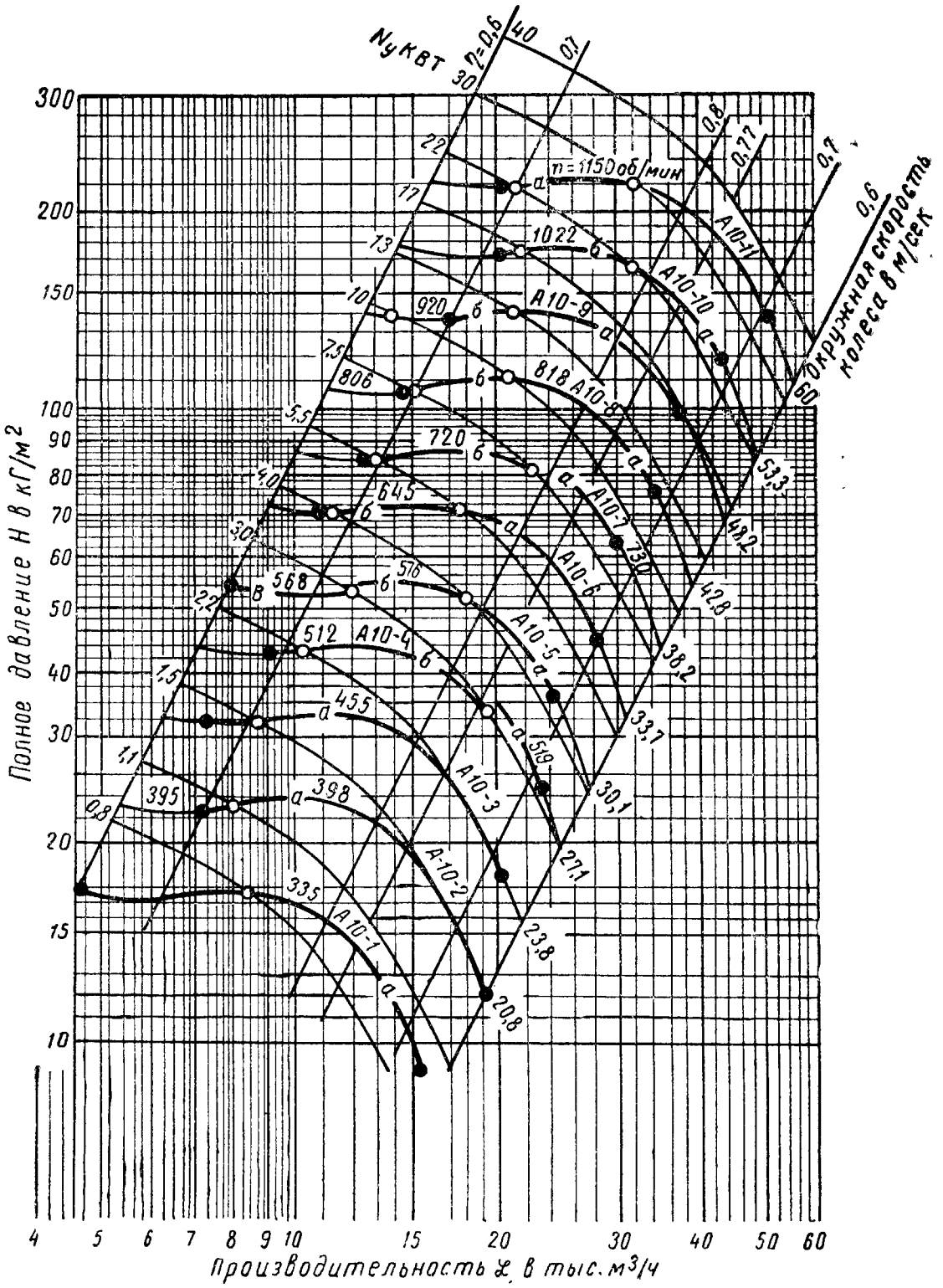


Рис. I.27

Характеристики центробежного вентилятора Ц4-70 № 12 (рис. I.28)

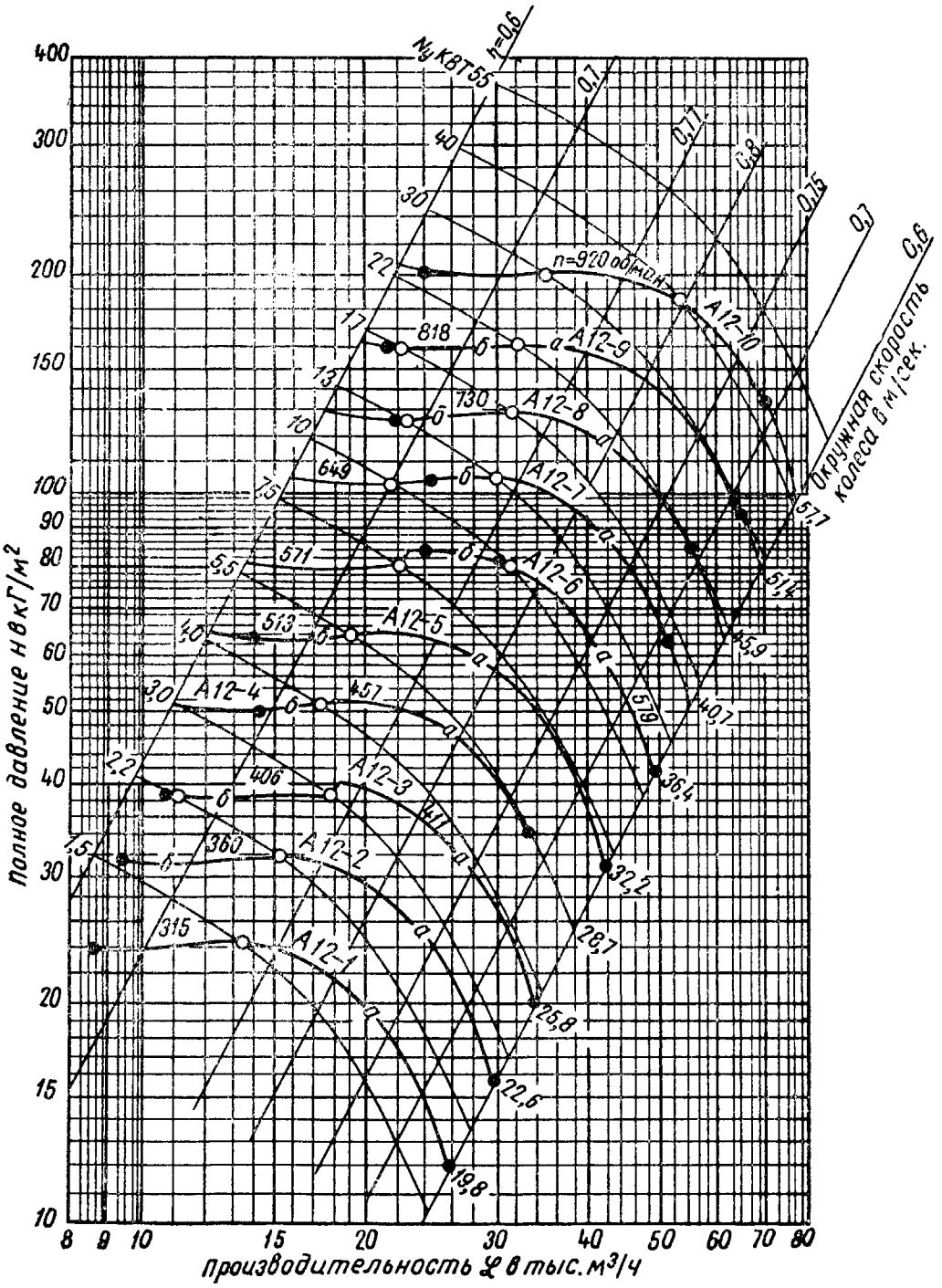


Рис. I.28

Вентилятор центробежный Ц4-70 № 16 (исполнение 6) (рис. I.29)

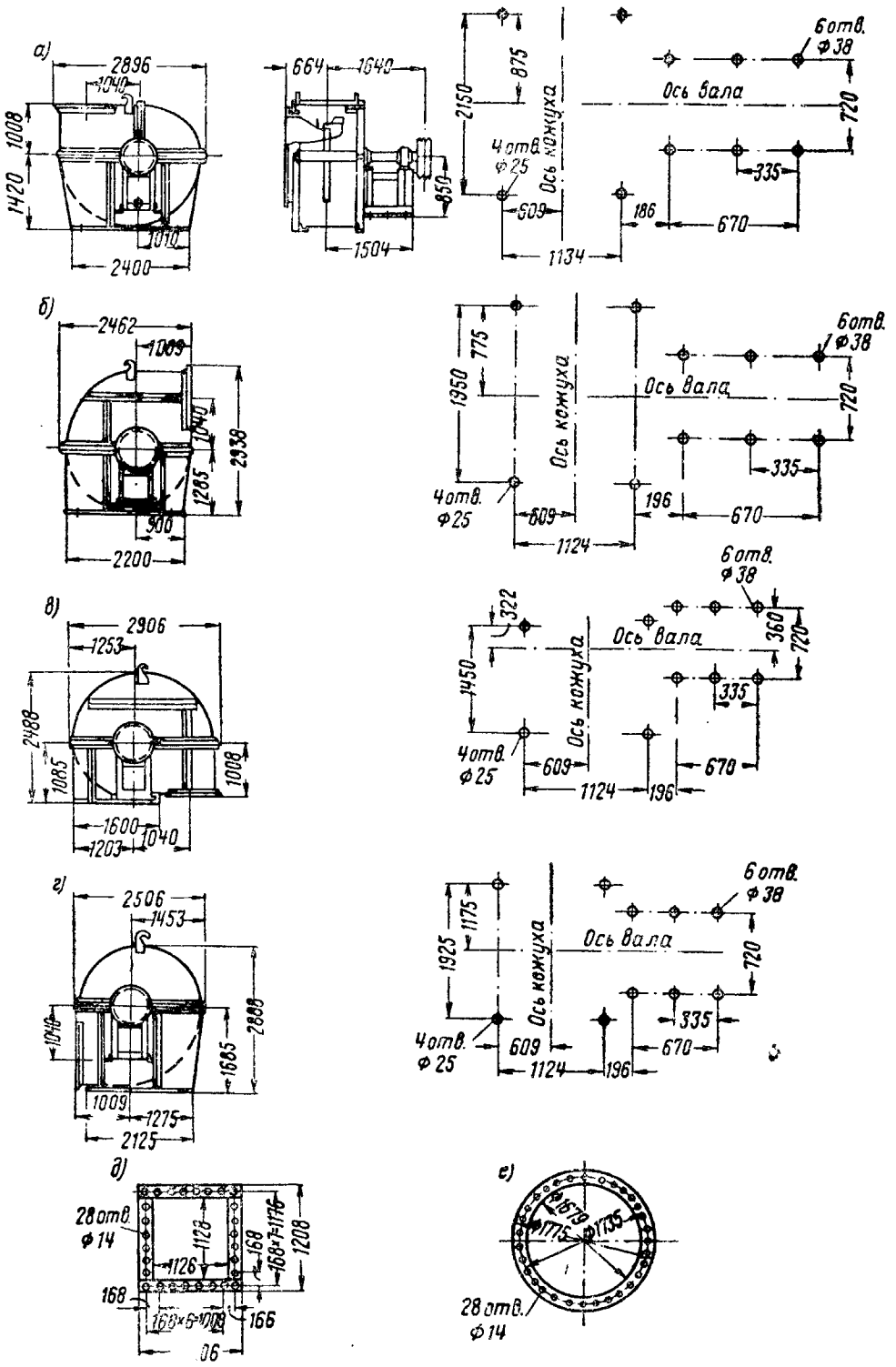


Рис. I.29. Вентилятор центробежный Ц4-70 № 16 (исполнение 6) Московского вентиляторного завода

Схемы вентиляторов и расположение фундаментных болтов

а — положение кожуха П0°, общий вес 1710 *кг*; *б* — положение кожуха П90°, общий вес 1670 *кг*; *в* — положение кожуха П180°, общий вес 1567 *кг*; *г* — положение кожуха П270°, общий вес 1653 *кг*; *д* — фланец выходного патрубка; *е* — фланец входного патрубка

Примечание. Вентилятор изготавливается из обычной и нержавеющей стали правого и левого вращения

Характеристики центробежного вентилятора Ц4-70 № 16 (рис. I.30)

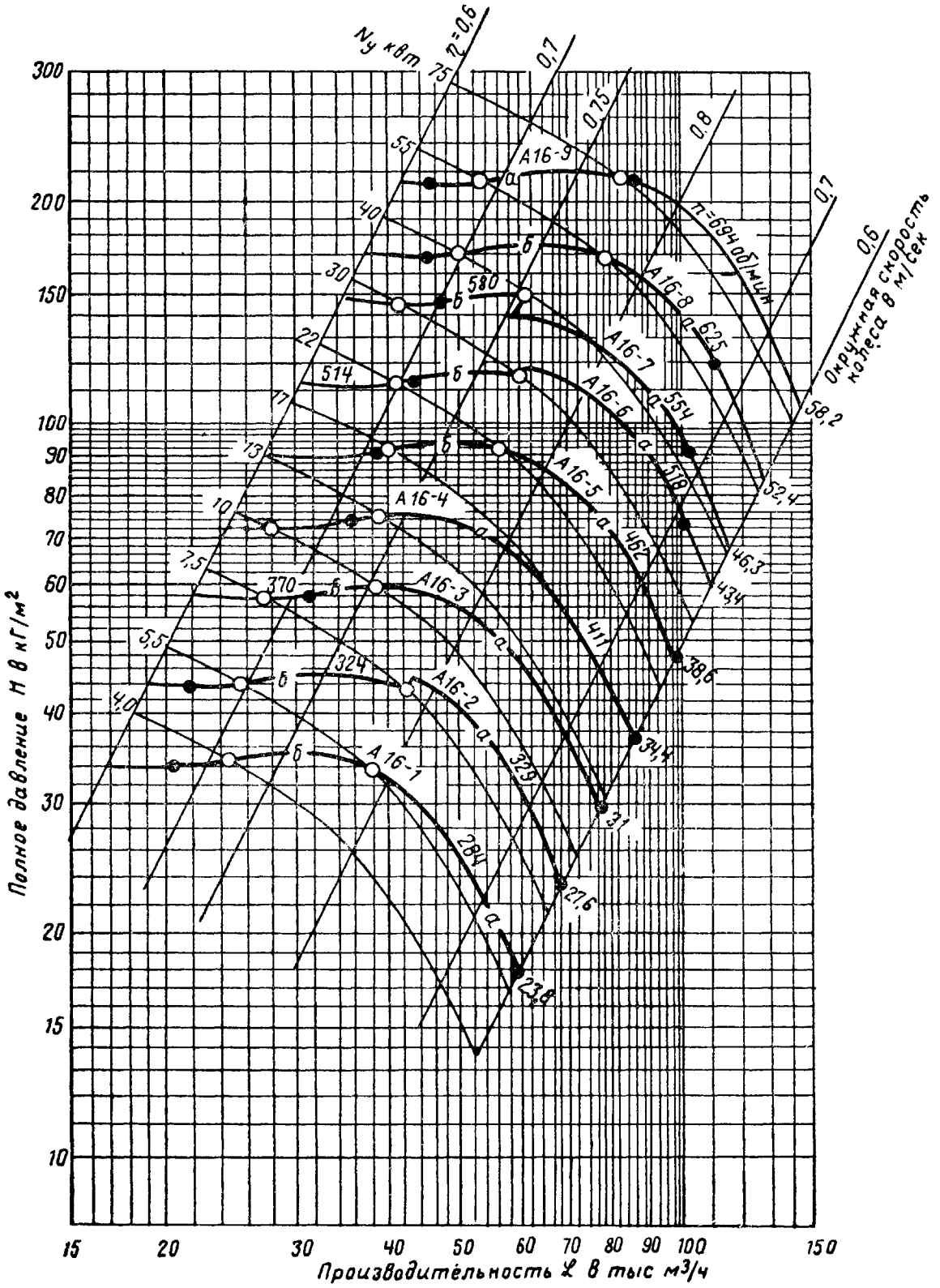
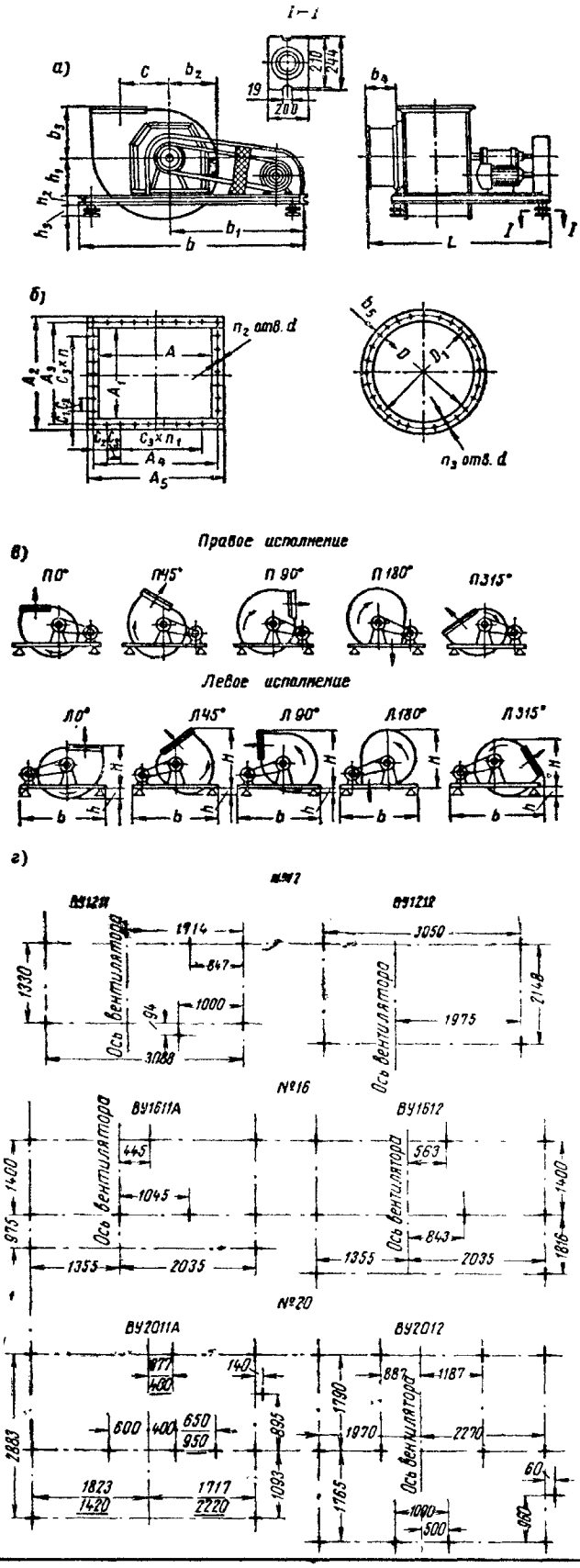


Рис. I.30

Вентиляторные установки с центробежными вентиляторами Ц4-76 № 12, 16 и 20 на виброизолирующем основании (рис. I.31, табл. I.7)



Характеристики центробежного вентилятора Ц4-76 № 12 (рис. I.32)

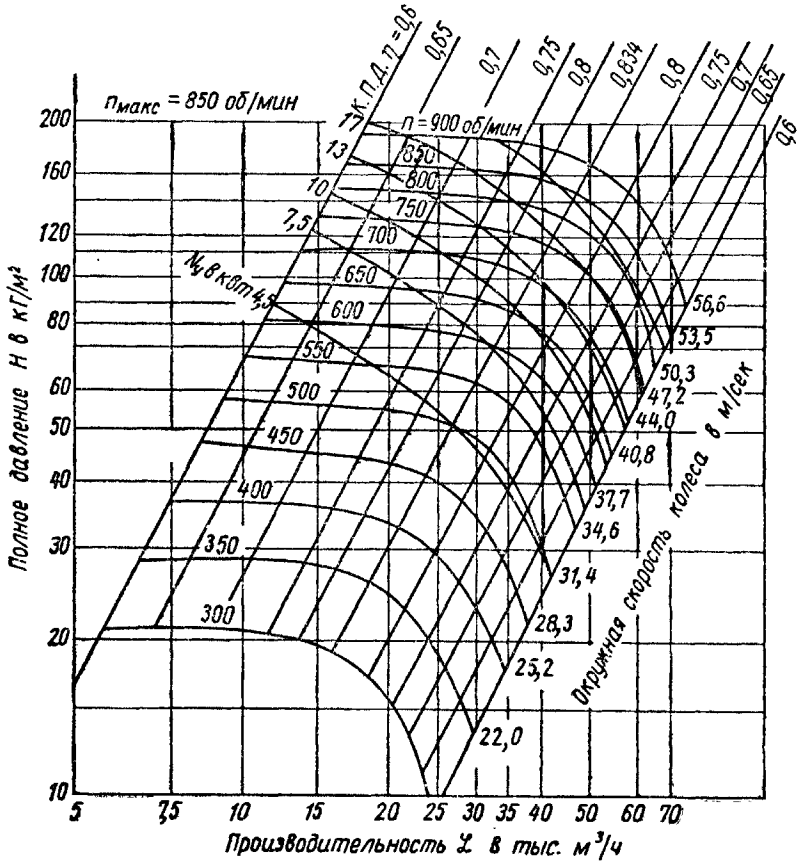


Рис. I.32.

Рис. I.31. Вентиляторные установки с центробежными вентиляторами Ц4-76 № 12, 16 и 20 на виброизолирующем основании харьковского завода «Кондиционер»

а — схема вентиляторной установки; *б* — фланцы патрубков: выходного (слева) и входного (справа); *в* — схемы взаимного положения вентилятора и электродвигателя (вид со стороны привода); *г* — расположение фундаментных болтов

Таблица I.7

Вентиляторы Ц4-76 № 12, 16 и 20 на виброизолирующем основании харьковского завода «Кондиционер» (исполнение 6) (рис. I.31)

№ вентилятора	Типоразмер	Размеры вентилятора в *мм*									
		b_1	b_2	b_3	b_4	h_1	h_2	h_3	b	C	L
12	ВУ1211 ВУ1212	1714 2100	918	768	368	660	120	290	3300	780	2020 2587
16	ВУ1611А ВУ1612	2215	1333	1059	470	875	200	290	4030	1120	2830/2760* 3720
20	ВУ2011А ВУ2012	—	1666	1320	565	1110	200	290	4200 4715	1400	3465/2760* 4120

* В числителе — с направляющим аппаратом, в знаменателе — с гидромуфтой.

Продолжение табл. I.7

№ вентилятора	Размеры фланца патрубка																
	выходного												входного				
	A	A_1	A_2	A_3	A_4	A_5	C_1	C_2	C_3	n	n_1	n_2	D	D_1	b_5	n_3 в шт.	d в *мм*
	в *мм*									в шт.			в *мм*				
12	840	840	926	890	890	926	145	145	150	4	4	24	1084	1124	36	16	12
16	1280	1120	1280	1190	1346	1386	145	148	150	6	7	34	1440	1490	39	36	13
20	1600	1400	1536	1476	1672	1732	206	152	152	7	11	40	1800	1870	53	36	14,5

Продолжение табл. I.7

№ вентилятора	Размеры вентиляторной установки при различных исполнениях в *мм*													
	П0° и Л0°			П45° и Л45°			П90° и Л90°			П180° и Л180°		П315° и Л315°		
	b	H	h	b	H	h	b	H	h	b	H	b	H	h
12	3300	1550	290	3300	2180	215	3300	2000	140	3300	1850 1950	3288 3520	1625	365
16	3300	1975	695	3930 3865	2900	580	3800	2700	500	3750	2450	3750	2110	820
20	4200 4715	2480	850	4050 4600	3620	640	3900 4600	3370	360 560	4066 4600	3080	4100 4980	2580	930

Примечания: 1. Вентиляторные установки с вентиляторами Ц4-76 № 12 поставляют в собранном виде, № 16 и 20 — в разобранном виде.

2. При заказе указывать:

а) индекс вентиляторной установки;

б) производительность в $м^3/ч$ и давление в $кГ/м^2$;

в) схему взаимного положения вентилятора и электродвигателя;

г) поставку вентиляторной установки с направляющим аппаратом, гидромуфтой (№ 16 и 20) или без них;

д) поставку вентиляторной установки с ручным или электрическим приводом направляющего аппарата.

3. Вентиляторные установки с центробежным вентилятором Ц4-76 № 12 (типоразмеры ВУ1211 и ВУ1212) поставляются только в комплекте с секциями кондиционеров.

Характеристики центробежного вентилятора Ц4-76 № 16 (рис. I.33)

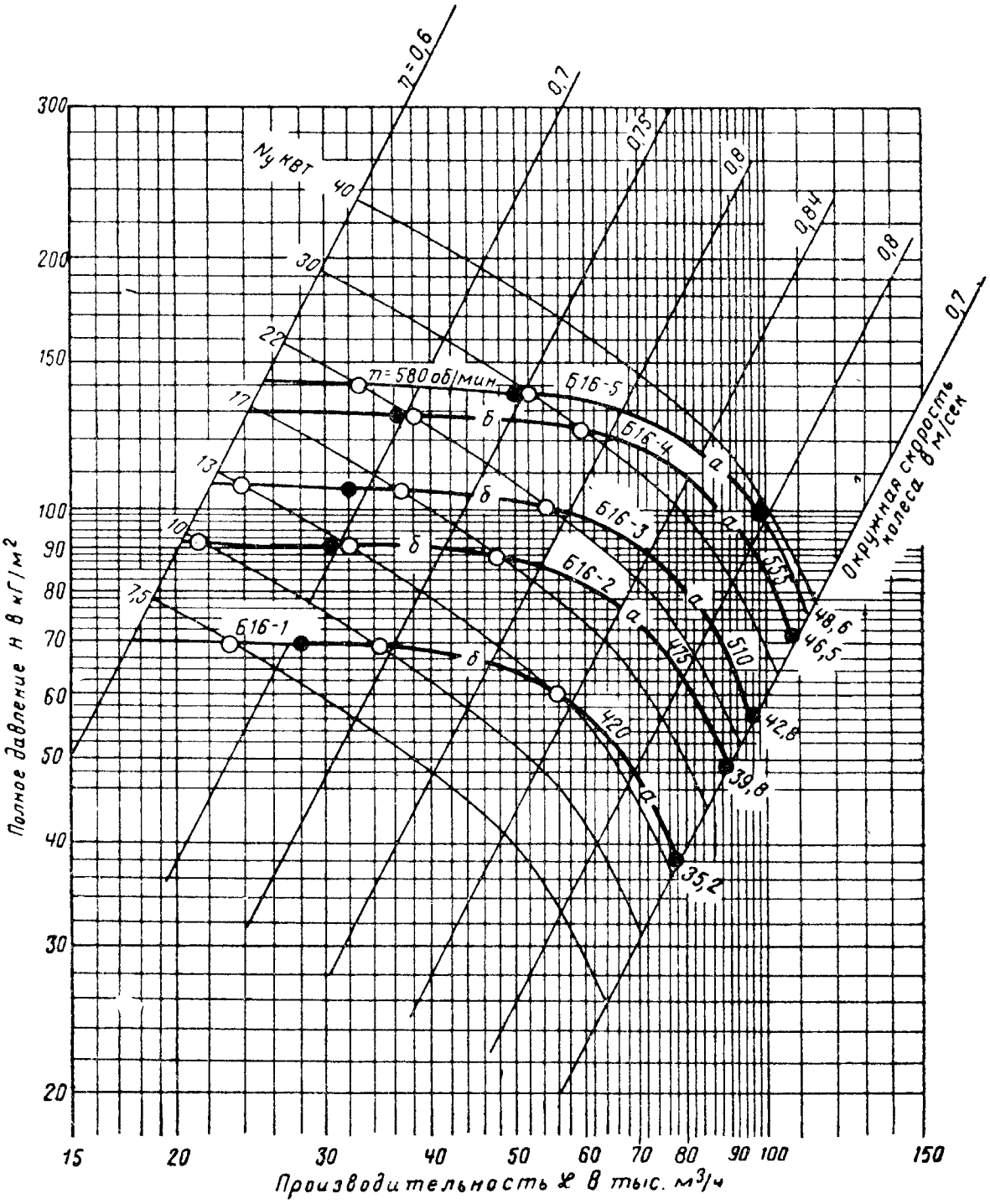


Рис. I.33

Характеристики центробежного вентилятора Ц4-76 № 20 (рис. I.34)

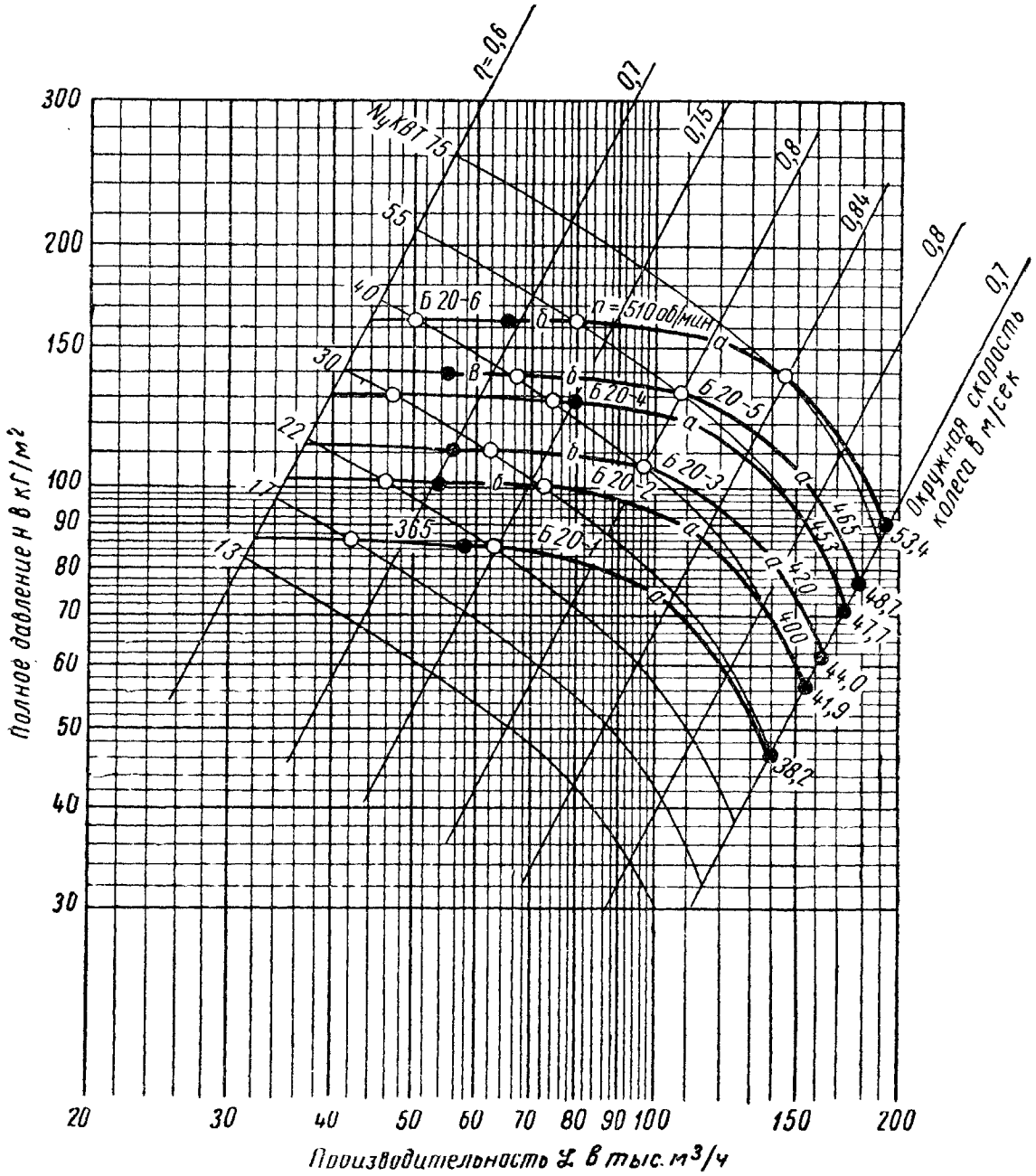


Рис. I.34

Таблица I.8

Вентиляторы Ц9-57 № 3 и 4 (исполнение 1) Механического завода им. Барышникова (рис. I.35)

№ вентилятора	Тип электродвигателя	Размеры вентилятора в мм											Размеры фланца выходного патрубка					Размеры фланца входного патрубка			Общий вес в кг
		H	b	b_1	b_2	b_3	b_4	b_5	C	C_1	C_2	L	A	A_1	C_5	n в шт.	n_1 в шт.	D в мм	D_1 в мм	n_2 в шт.	
3	А32-4	325	273	193	309	233	166	360	194	186	320	390	210	252	120	2	8	320	345	8	52
	АО32-4											415									55
	АО2-21-4											395									47
4	АО2-42-4	467	362	260	411	311	202	360	260	219	320	600	280	332	105	3	12	420	445	10	109
	А51-4							460		212	420	555									117
	АО51-4	460										585									127

Примечание. Вентиляторы изготавливаются правого и левого вращения со всеми положениями кожуха из обычной и нержавеющей стали, а также из алюминия.

Таблица I.9

Вентиляторы Ц9-57 № 3 и 4 (исполнение 6) Механического завода им. Барышникова

№ вентилятора	Размеры вентилятора в мм													Общий вес в кг	Размеры фланца выходного патрубка					Размеры фланца входного патрубка		
	H	b	b_1	b_2	b_3	b_4	b_5	C	C_1	C_2	C_3	C_4	l		A	A_1	C_5	n в шт.	n_1 в шт.	D в мм	D_1 в мм	n_2 в шт.
3	342	273	193	309	233	166	276	194	347	133	215	246	265	41,6	210	252	120	2	8	320	345	8
4	437	362	260	411	311	202	395	260	381	167	280	355	330	59,4	280	332	105	3	12	420	445	10

Примечание. Вентиляторы изготавливаются из обычной и нержавеющей стали правого и левого вращения со всеми положениями кожуха.

Вентиляторы центробежные Ц9-57 № 3 и 4 (исполнение 1) (рис. I.35, табл. I.8)

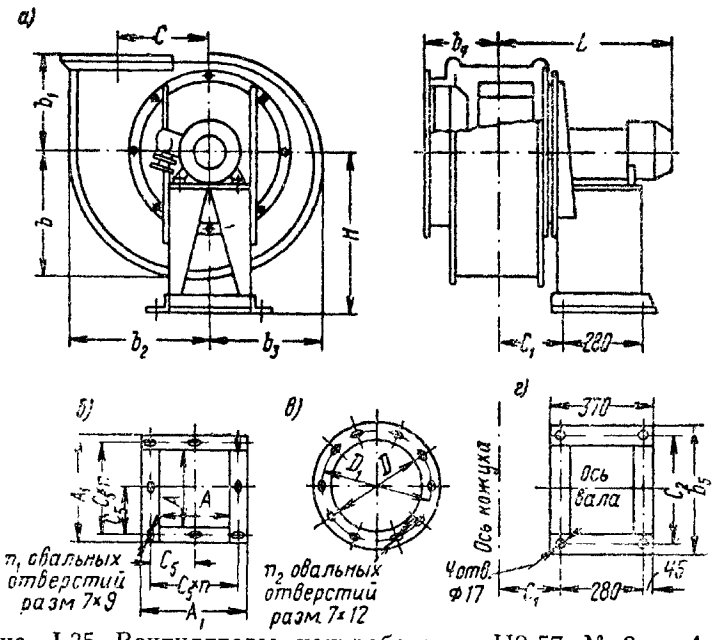


Рис. I.35. Вентиляторы центробежные Ц9-57 № 3 и 4 (исполнение 1) Механического завода им. Барышникова

а — схема вентилятора; *б* — фланец выходного патрубка; *в* — фланец входного патрубка; *г* — основание станины

Вентиляторы центробежные Ц9-57 № 3 и 4 (исполнение 6) (рис. I.36, табл. I.9)

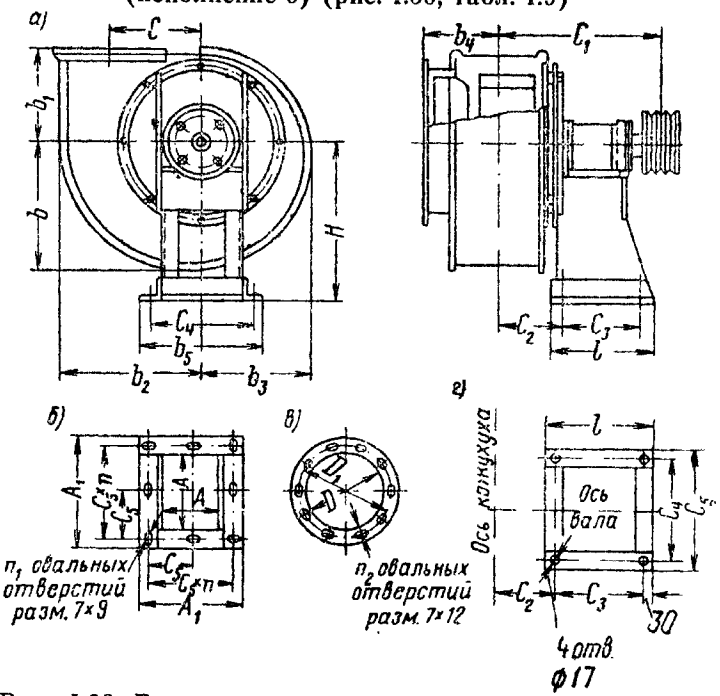


Рис. I.36. Вентиляторы центробежные Ц9-57 № 3 и 4 (исполнение 6) Механического завода им. Барышникова

а — схема вентилятора; *б* — фланец выходного патрубка; *в* — фланец входного патрубка; *г* — основание станины

Характеристики центробежного вентилятора Ц9-57 № 3 (рис. I.37)

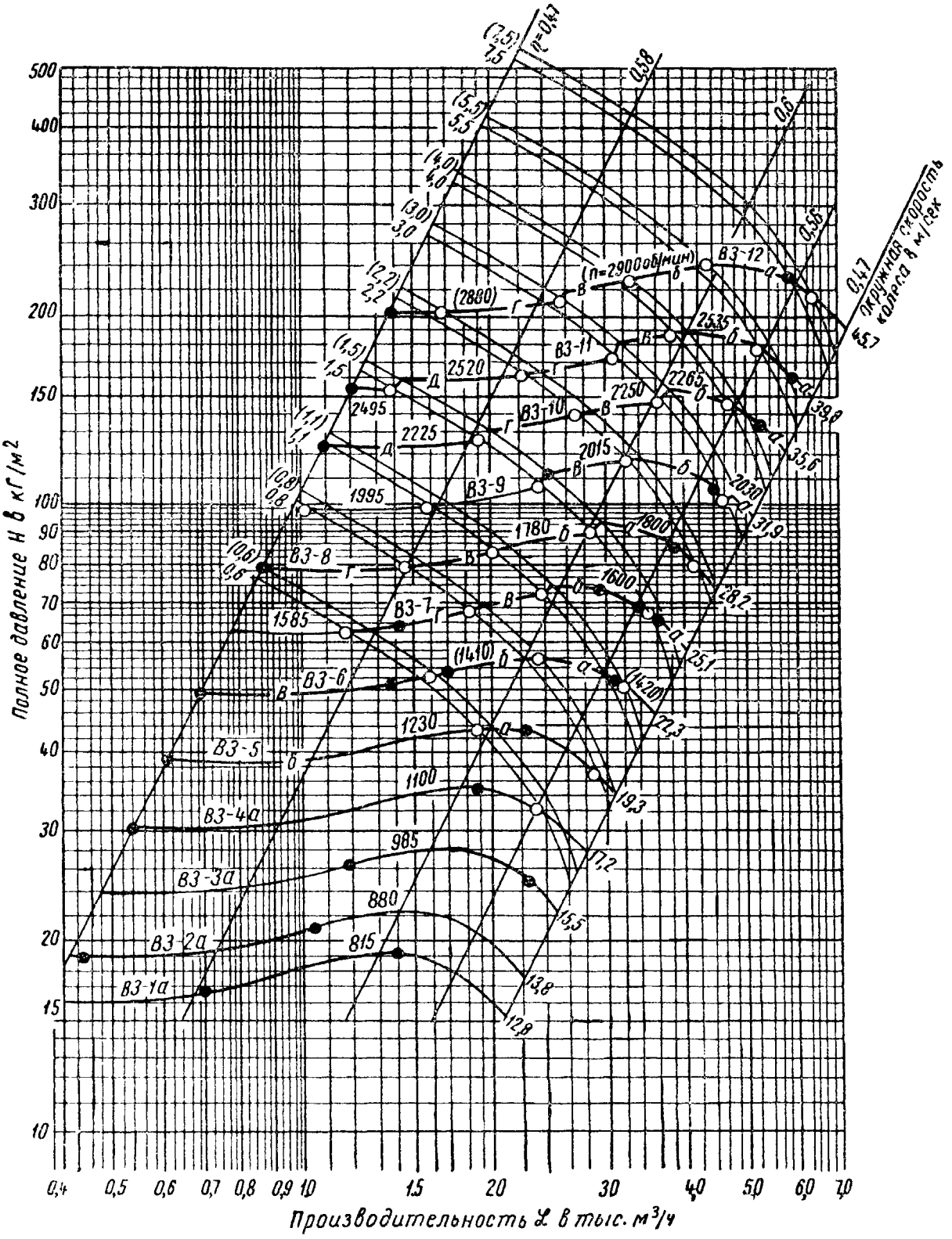


Рис. I.37

Характеристики центробежного вентилятора Ц9-57 № 4 (рис. I.38)

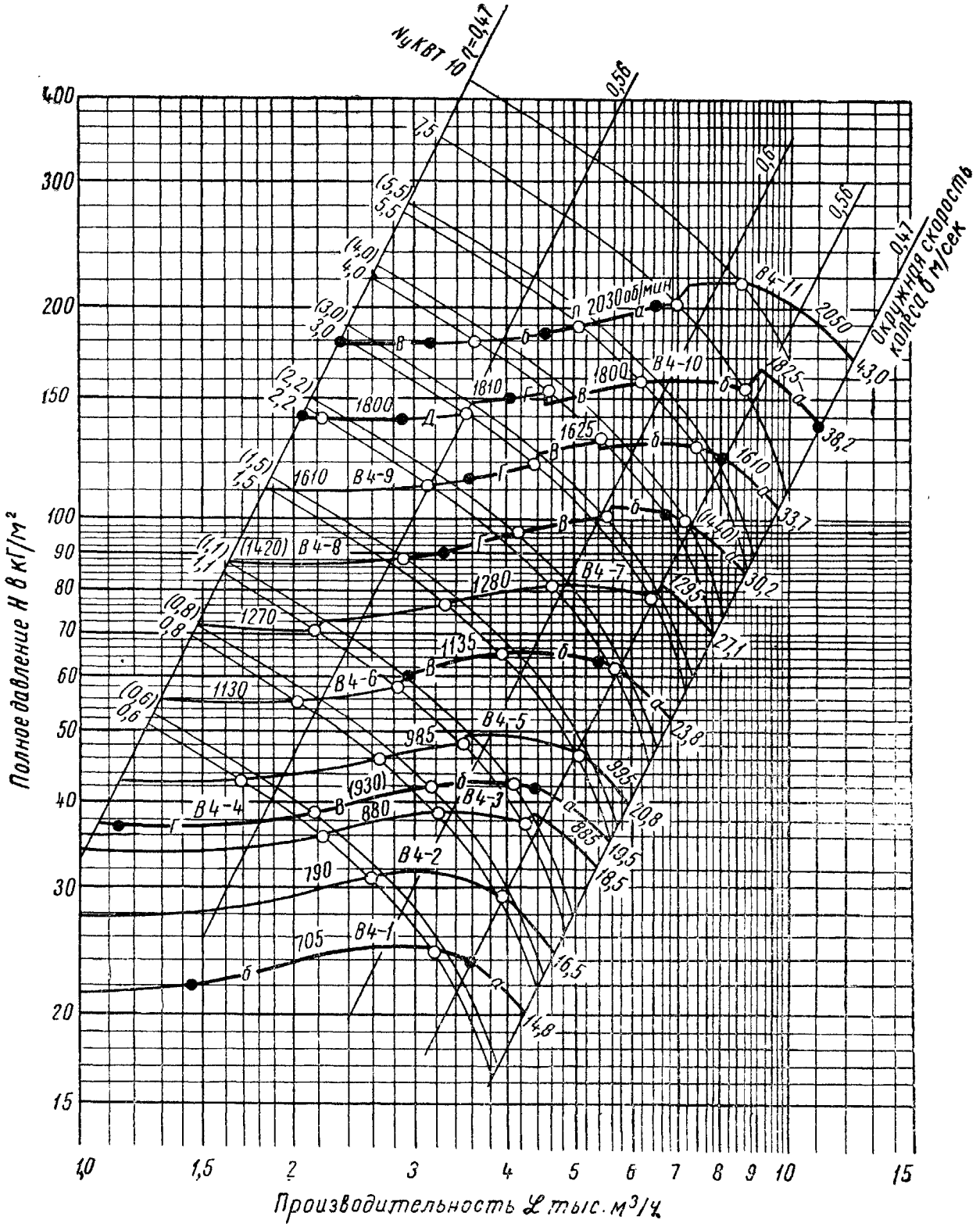


Рис. I.38

Таблица I.10

Вентиляторы Ц9-57 № 5 и 6 (исполнение 1) Московского вентиляторного завода (рис. I.39)

№ вентилятора	Размеры вентилятора в *мм*								Размеры										Тип электродвигателя	Размеры в *мм*			Общий вес в *кг*
									фланца выходного патрубка						фланца входного патрубка								
									A	A_1	A_2	A_3	C_3	n в шт.	D	D_1	b_5	n_1 в шт.		H	L_1	L	
	b	b_1	b_2	b_3	b_4	C	C_1	C_2	в *мм*						в *мм*								
5	449	316	499	386	237	323	526	199	352	354	402	404	96	4	520	545	25	10	А02—41—8	656	819	—	144,5
																			А02—41—6				145
																			А02—42—6		857		157
																			А02—52—4	684	931		192
																			А02—61—4	704	932		226
																			А2—61—4		882		211
6	541	384,5	601,5	468	272,5	390	561,5	163,5	423	425	473	475	114	4	620	650	25	12	А02—52—8	684	—	990	222
																			А02—52—6				222
																			А02—61—6	704		991	250
																			А2—61—6			941	228

Примечание. Вентиляторы изготавливаются из обычной и нержавеющей стали и алюминия, левого и правого вращения со всеми положениями кожуха, кроме положения П180° и Л180°.

Таблица I.11

Вентиляторы Ц9-57 № 5 и 6 (исполнение 6) Московского вентиляторного завода (рис. I.40)

№ вентилятора	Размеры вентилятора в *мм*											Общий вес в *кг*	Размеры фланца патрубка									
													выходного						входного			
													A	A_1	A_2	A_3	C_3	n в шт.	D	D_1	b_5	n_1 в шт.
	b	b_1	b_2	b_3	b_4	C	C_1	C_2	H	L_1	L_2		в *мм*						в *мм*			
5	449	316	499	386	237	323	—	199	685	774	441	108	352	354	402	404	96	4	520	545	25	10
6	541	384,5	601,5	468	272,5	390	502	163,5	685	—	476,5	160	423	425	473	475	114	4	620	650	25	12

Примечание. Вентиляторы изготавливаются из обычной и нержавеющей стали левого и правого вращения со всеми положениями кожуха, кроме положения П180° и Л180°.

Вентиляторы центробежные Ц9-57 № 5 и 6 (исполнение 1) (рис. I.39, табл. I.10)

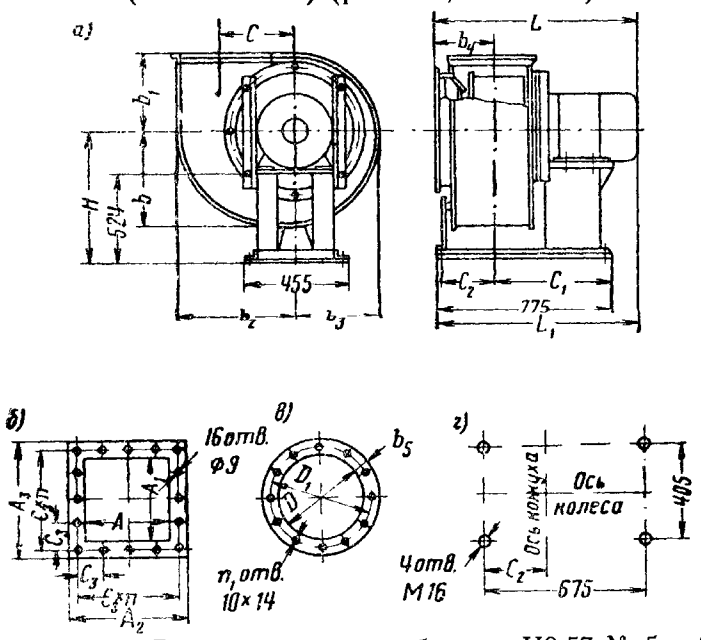


Рис. I.39. Вентиляторы центробежные Ц9-57 № 5 и 6 (исполнение 1) Московского вентиляторного завода

а — схема вентилятора; *б* — фланец выходного патрубка; *в* — фланец входного патрубка; *г* — расположение фундаментных болтов

Вентиляторы центробежные Ц9-57 № 5 и 6 (исполнение 6) (рис. I.40, табл. I.11)

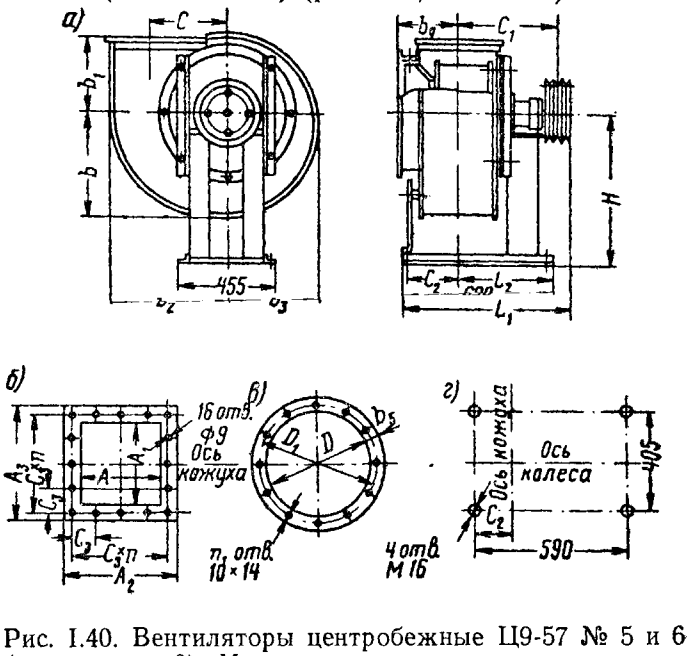


Рис. I.40. Вентиляторы центробежные Ц9-57 № 5 и 6 (исполнение 6) Московского вентиляторного завода

а — схема вентилятора; *б* — фланец выходного патрубка; *в* — фланец входного патрубка; *г* — расположение фундаментных болтов

Характеристики центробежного вентилятора Ц9-57 № 5 (рис. I.41)

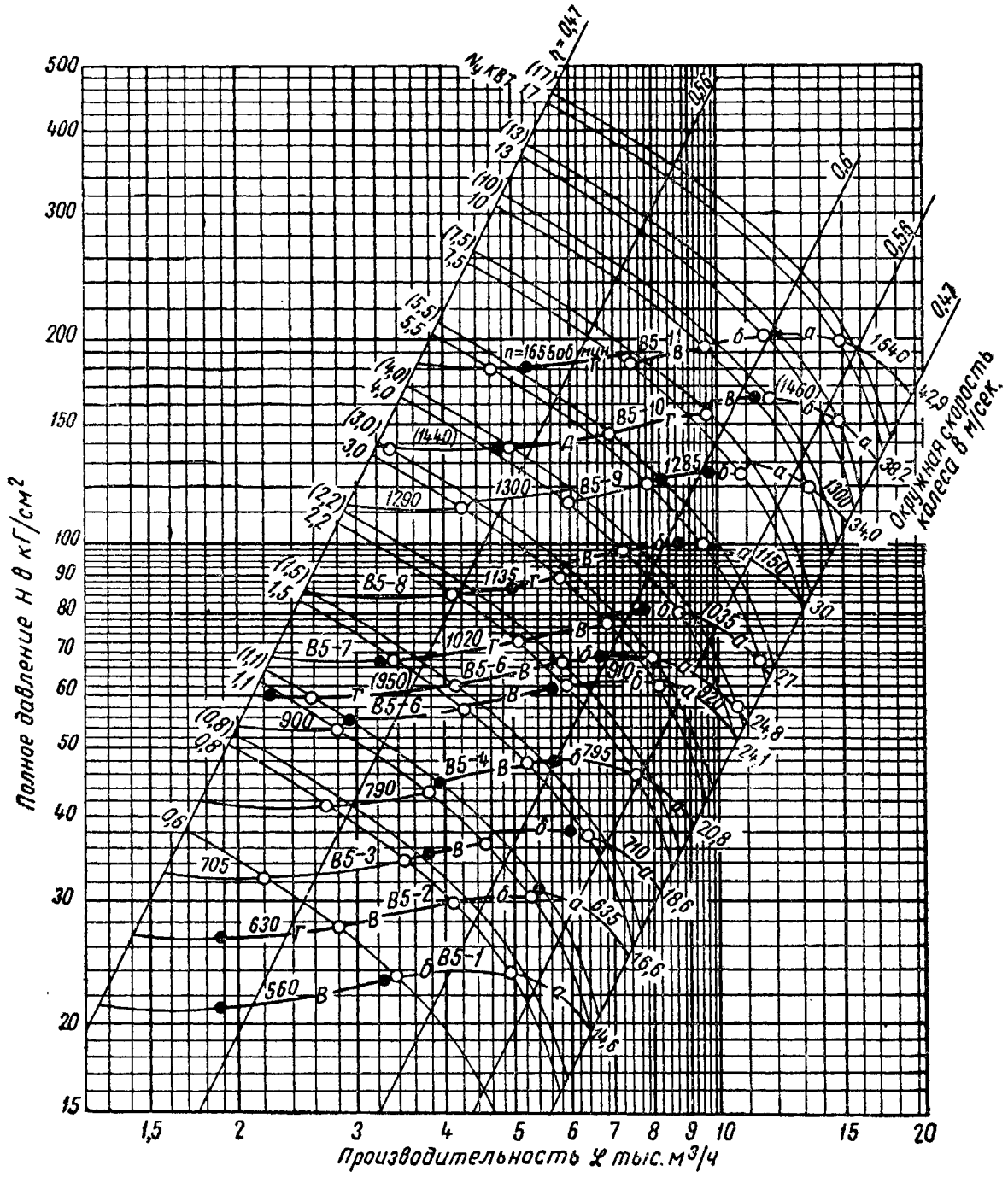


Рис. I.41

Характеристики центробежного вентилятора Ц9-57 № 6 (рис. I.42)

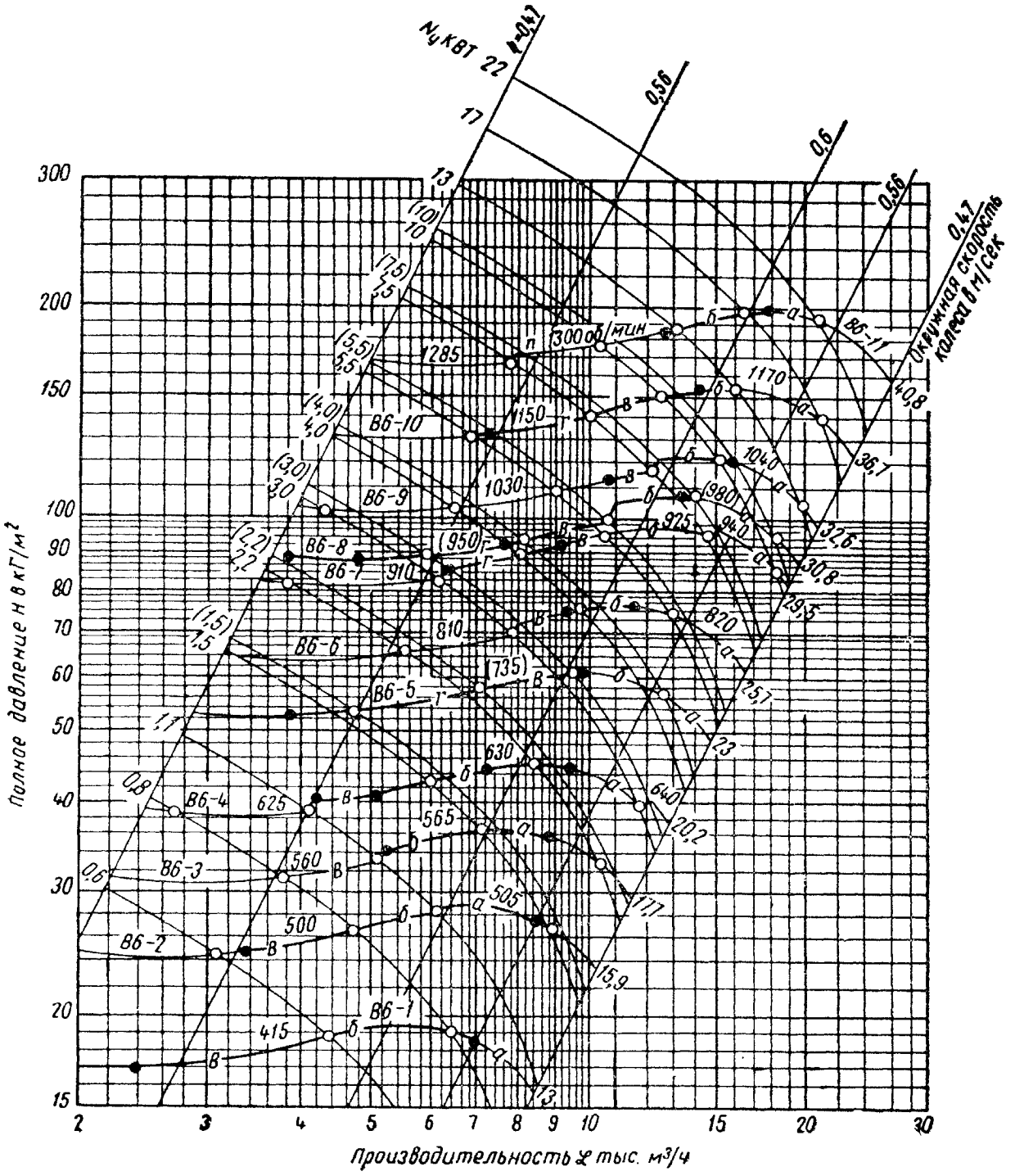


Рис. I.42

Вентилятор центробежный Ц9-57 № 8 (исполнение 1) (рис. I.43, табл. I.12)

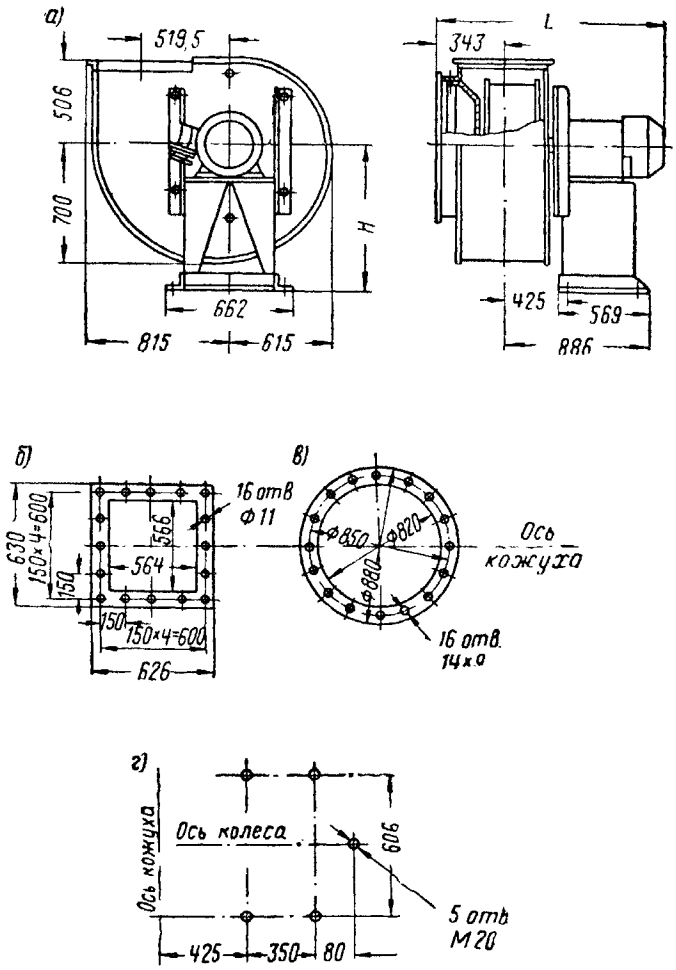


Рис. I.43. Вентилятор центробежный Ц9-57 № 8 (исполнение 1) Московского вентиляторного завода

а — схема вентилятора; *б* — фланец выходного патрубка; *в* — фланец входного патрубка; *г* — расположение фундаментных болтов

Вентилятор центробежный Ц9-57 № 8 (исполнение 6) (рис. I.44)

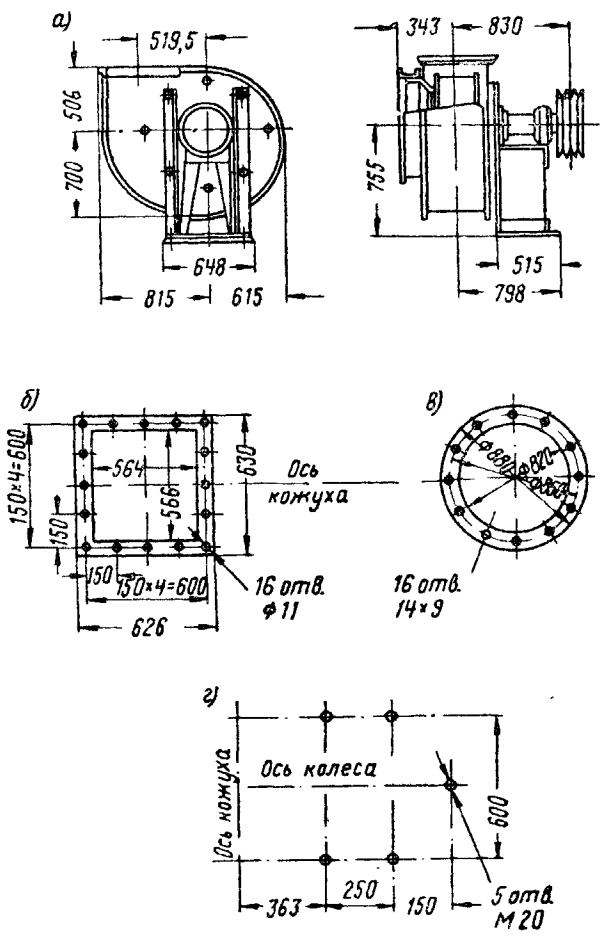


Рис. I.44. Вентилятор центробежный Ц9-57 № 8 (исполнение 6) Московского вентиляторного завода (вес вентилятора 160 *кг*)

а — схема вентилятора; *б* — фланец выходного патрубка; *в* — фланец входного патрубка; *г* — расположение фундаментных болтов

Примечание. Вентилятор изготавливается правого и левого вращения со всеми положениями кожуха, кроме положения П180° и Л180°

Таблица I.12

Вентиляторы Ц9-57 № 8 (исполнение 1) Московского вентиляторного завода (рис. I.43)

Тип электродвигателя	Размеры в *мм*		Общий вес в *кг*
	H	*L*	
А2-61-8	740	1077	332
АО2-62-8		1190	372
А2-62-8		1105	354
АО2-62-6		1190	372
А2-62-6		1105	354
АО-72-6	776	1272	496
А71-6		1187	421
АО2-72-8	760	1200	443
АО2-72-6		1200	445
АО2-72-6		1158	408

Характеристики центробежного вентилятора Ц9-57 № 8 (рис. I.45)

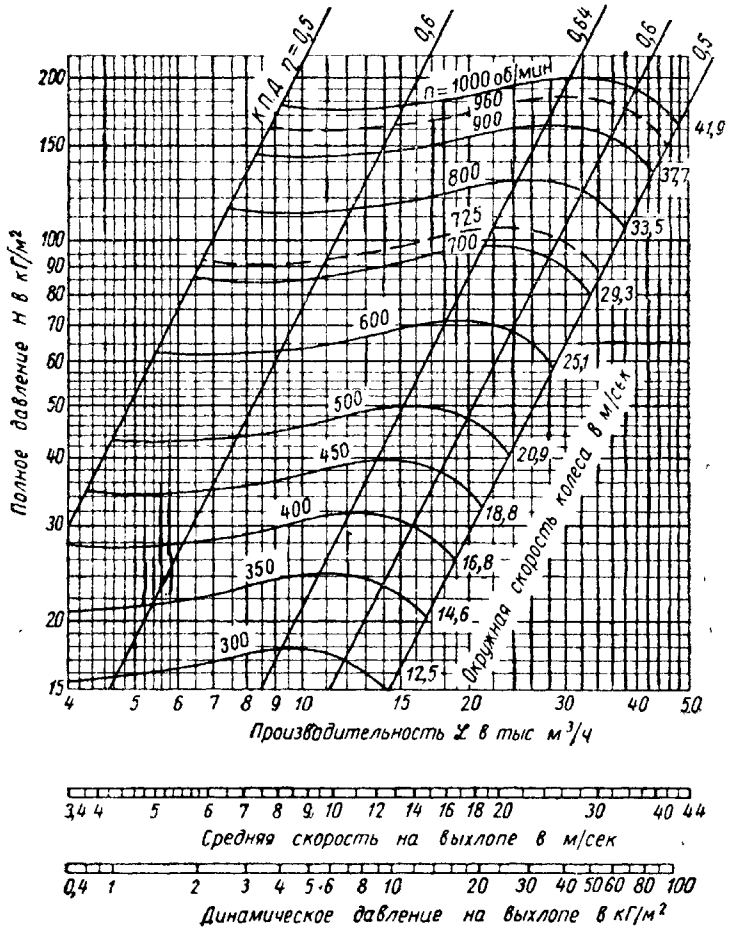


Рис. I.45

Продолжение табл. I.12

Тип электродвигателя	Размеры в *мм*		Общий вес в *кг*
	H	*L*	
АО2-81-6	780	1344	538
А2-81-6		1277	491

Примечание. Вентиляторы изготавливаются в обычном и алюминиевом исполнениях правого и левого вращения со всеми положениями кожуха, кроме положения П180° и Л180°.

Вентиляторные установки с центробежными вентиляторами двустороннего всасывания Ц4-100/2 № 16 и 20 (исполнение 7) (рис. I.46, табл. I.13 и I.14)

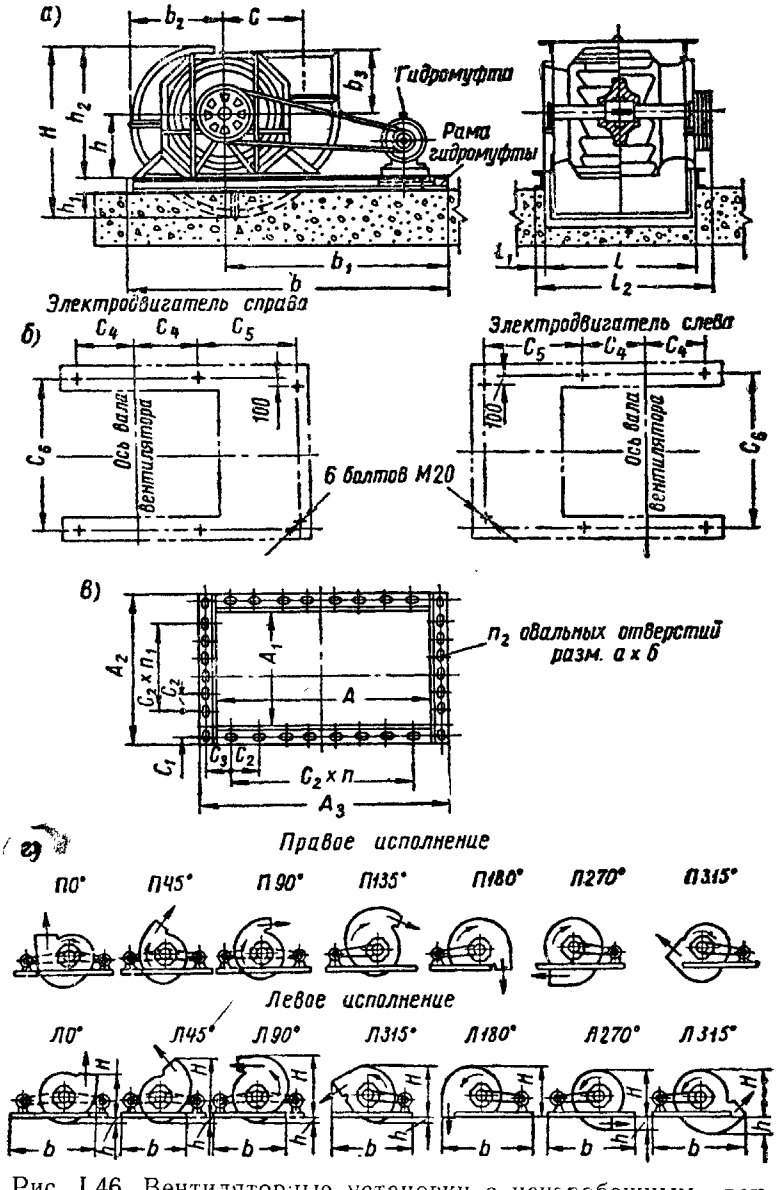


Рис. I.46. Вентиляторные установки с центробежными вентиляторами двустороннего всасывания Ц4-100/2 № 16 и 20 (исполнение 7) харьковского завода «Кондиционер»

а — схема вентиляторной установки; *б* — расположение вентиляторных болтов; *в* — фланец выходного патрубка; *г* — схема взаимного положения вентилятора и электродвигателя (вид со стороны привода)

Таблица I.13

Вентиляторы Ц4-100/2 № 16 и 20 (исполнение 7) харьковского завода «Кондиционер» (рис. I.46)

№ вентилятора	Размеры вентилятора в *мм*											
	H	b	b_1	b_2	b_3	h	h_1	h_2	C	l	l_1	l_2
16	2670	4700	3350	1333	1050	1020	200	2120	1120	2520	110	2760
20	3332	5366	3766	1666	1310	1100	300	2466	1400	3080	110	3570

Продолжение табл. I.13

№ вентилятора	Размеры												
	фланца выходного патрубка										между отверстиями для фундаментных болтов		
	A	A_1	A_2	C_1	C_2	C_3	n	n_1	n_2	$a \times b$	C_4	C_5	C_6
	в *мм*						в шт.			в *мм*			
16	2240	1280	1388	2380	149	150	180	13	7	48	13×20	1075	2225	2640
20	2800	1600	1732	2936	125	158	95	17	9	60	14,5×24,5	1275	2375	3200

Продолжение табл. I.13

№ вентилятора	Размеры вентилятора, зависящие от положения кожуха, в *мм*																			
	П0° и Л0°			П45° и Л45°			П90° и Л90°			П135° и Л135°			П180° и Л180°		П270° и Л270°			П315° и Л315°		
	b	H	h	b	H	h	b	H	h	b	H	h	b	H	b	H	h	b	H	h
16	5164	2315	355	5050	3270	250	4924	3050	120	5410	2940	0	5164	2830	4700	2560	610	5410	2450	490
20	5985	2766	580	5830	3950	430	5670	3680	280	6230	3530	130	5985	3380	5300	3080	880	6230	2930	730

Таблица I.14

Технические данные вентилятора Ц4-100/2 № 16 и 20

№ вентилятора	Вентилятор			Привод					Расчетный диаметр шкива в *мм*		Ремень клиновой L=6700 *мм*			Вентиляторная установка	
					электродвигатель									индекс исполнения	
	производительность в *м³/ч*	давление в *кГ/м²*	число оборотов в 1 *мин*	индекс гидромуфты	тип	мощность в *квт*	число оборотов в 1 *мин*	вес в *кг*	вентилятора	электродвигателя	тип	количество	вес в *кг*	правого	левого
16	120 000	60	430	—	АО2-81-6	30	980	333	685	315	В	5	4815	Кд12075/2	Кд12075/2Л
		80	480	ГУ40А	АО2-82-6	40	980	417	615	315	Г	5	4605	Кд12076/2	Кд12076/2Л
		120	565	ГУ55А	АО2-91-6	55	980	552	520	315	Г	6	4635	Кд12077/2	Кд12077/2Л
	160 000	60	480	ГУ40А	АО2-82-6	40	980	417	615	315	Г	5	4605	Кд16075/2	Кд16075/2Л
		80	525	ГУ55А	АО2-91-6	55	980	552	650	315	Г	6	4625	Кд16076/2	Кд16076/2Л
		120	600	ГУ75А	АО2-92-6	75	985	665	615	390	Г	6	4670	Кд16077/2	Кд16077/2Л
20	200 000	60	355	ГУ55А	АО2-91-6	55	980	552	830	320	Г	6	6420	Кд20075/2	Кд20075/2Л
		80	390	ГУ75А	АО2-92-6	75	985	665	940	400	Г	6	6500	Кд20076/2	Кд20076/2Л
		120	460	ГУ100	АО1 01-6	100	985	—	800	400	Г	7	7330	Кд20077/2	Кд20077/2Л
	240 000	60	375	ГУ55А	АО2-91-6	55	980	552	785	320	Г	6	6440	Кд24075/2	Кд24075/2Л
		80	415	ГУ75А	АО2-92-6	75	985	665	885	400	Г	6	6500	Кд24076/2	Кд24076/2Л
		120	475	ГУ100	АО102-6	125	985	—	780	400	Г	9	7230	Кд24077/2	Кд24077/2Л

Примечание. При заказе указать: а) индекс вентиляторной установки; б) схему взаимного положения вентилятора и электродвигателя (вид со стороны привода); в) поставку вентиляторной установки — с гидромуфтой или без нее, с правой или левой рамой.

Характеристики центробежного вентилятора Ц4-1002 № 20 (рис. I.48)

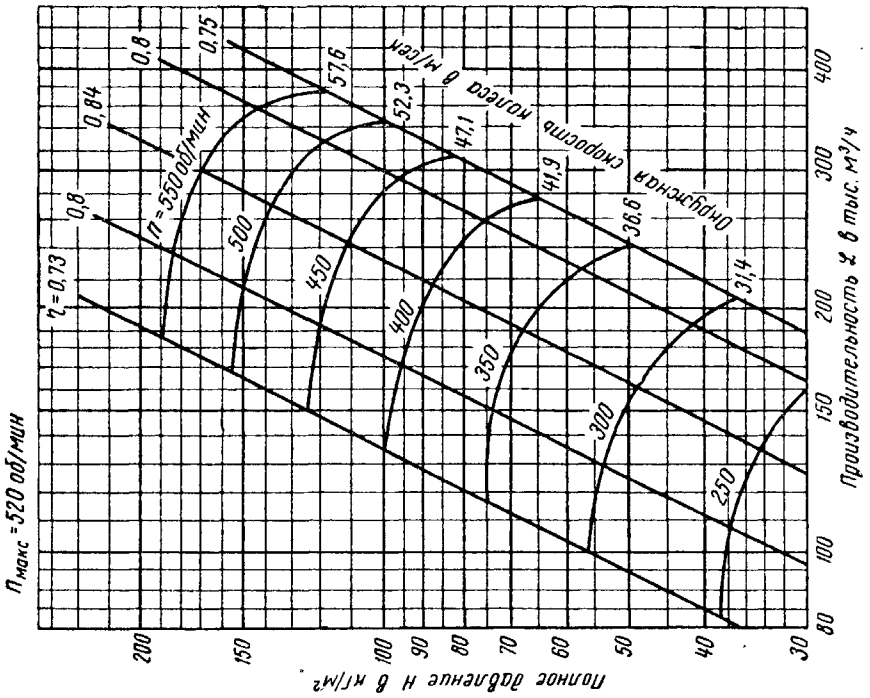


Рис. I.48

Характеристики центробежного вентилятора Ц4-1002 № 16 (рис. I.47)

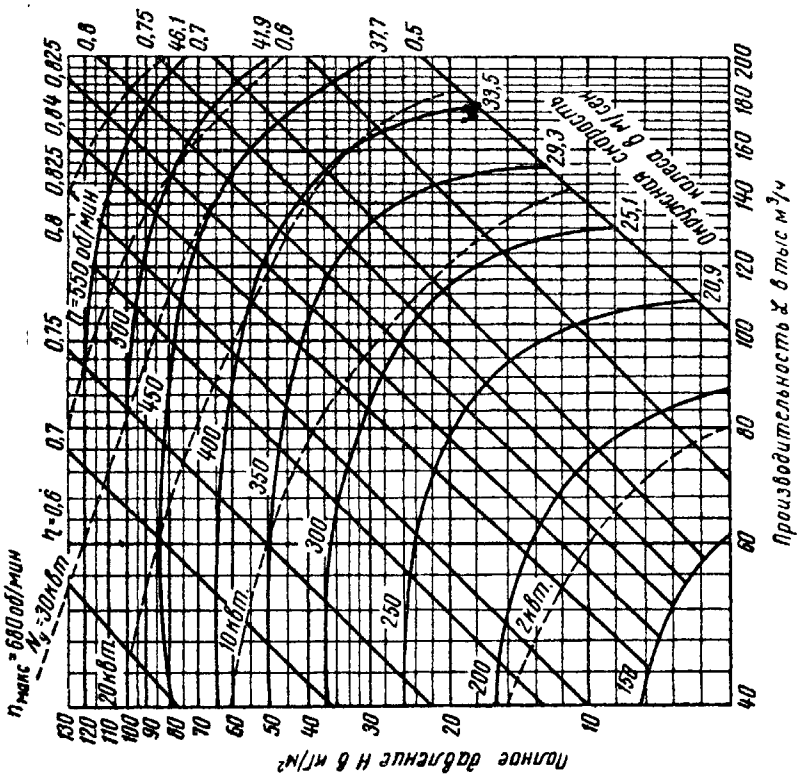


Рис. I.47

Сводный график характеристик для подбора вентиляторов Ц6-46 с комплектацией электродвигателями серии А2 и АО2 (рис. I.49, табл. I.15)

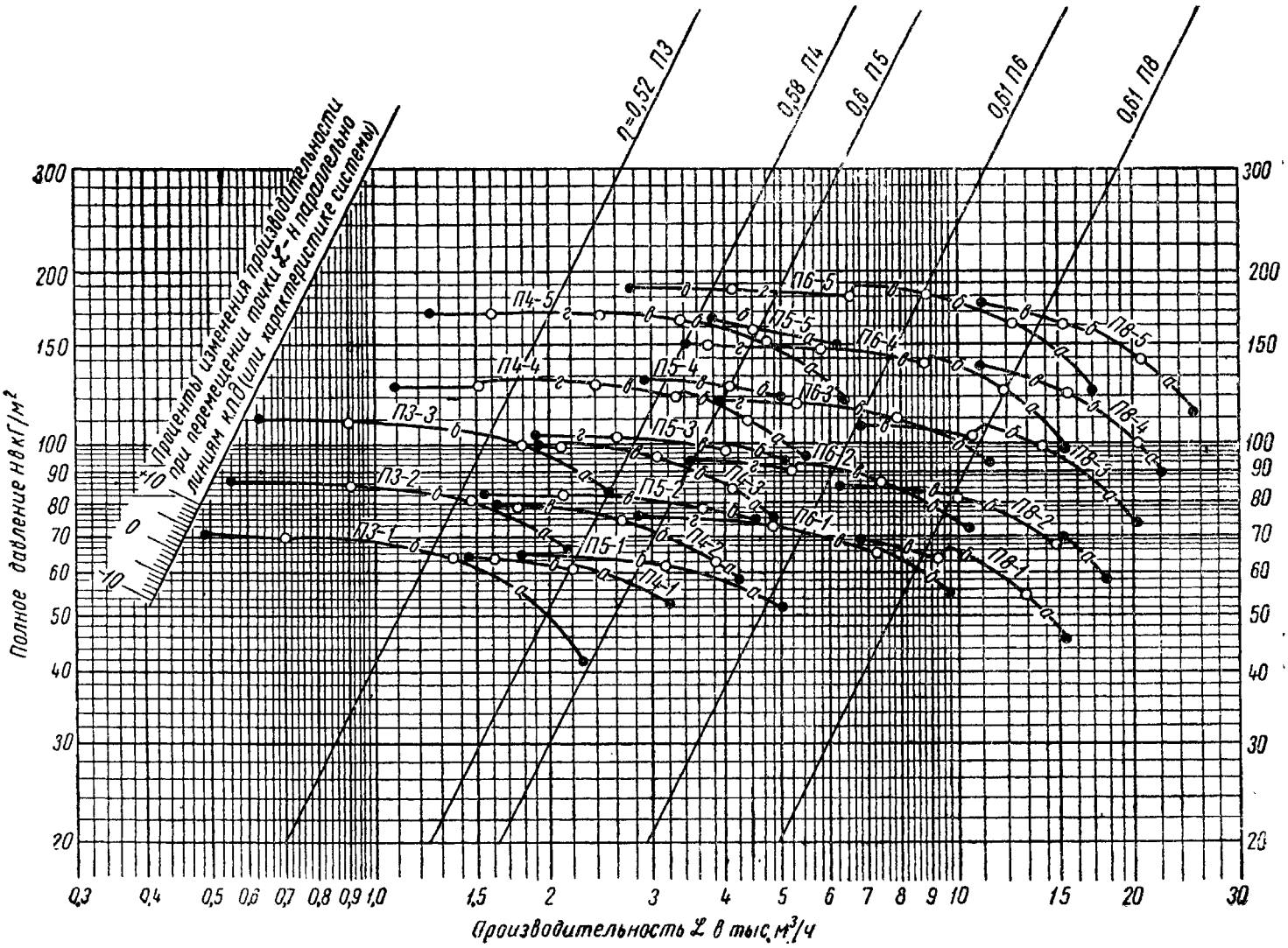


Рис. I.49

Таблица I.15

Рекомендуемые комплектации вентиляторов типа Ц6-46 с приводами и электродвигателями серии А2 и АО2

Обозначение комплекта	Вентилятор				Клиноременная передача			Электродвигатель		
	тип	№	схема исполнения	$n_в$ в об/мин	шкивы: вентилятора	шкивы: электродвигателя	сечение и стандартная длина ремня	$N_у$ в квт	тип	$n_э$ в об/мин
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
П3-1а	Ц6-46	3	6	1955	2А160	2А112	А-1320	1,1	АО2-12-2	2850
П3-1б				1955		2А112	А-1320	0,8	АО2-11-2	2850
П3-2а				2180		2А125	А-1400	1,5	АО2-21-2	2850
П3-2б				2180		2А125	А-1400	1,1	АО2-12-2	2850
П3-3а				2470		2А140	А-1500	2,2	АО2-22-2	2880
П3-3б				2440		2А140	А-1500	1,5	АО2-21-2	2850

Продолжение табл. I.15

Обозначение комплекта	Вентилятор				Клиноременная передача			Электродвигатель		
	тип	№	схема исполнения	$n_в$ в *об/мин*	шкивы: вентилятора	шкивы: электродвигателя	сечение и стандартная длина ремня	$N_у$ в *квт*	тип	$n_э$ в *об/мин*
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
П4-1а	Ц6-46	4	6	1390	2А200	2А200	А-1900	1,5	АО2-22-4	1420
П4-1б				1380		2А200	А-1800	1,1	АО2-21-4	1410
П4-2а				1560		2А224	А-1900	3	АО2-32-4	1420
П4-2б				1560		2А224	А-1900	2,2	АО2-31-4	1420
П4-2в				1560		2А224	А-1900	1,5	АО2-22-4	1420
П4-3а				1765	3Б200	2Б250	Б-1800	4	АО2-41-4	1440
П4-3б				1765	2А200	2А125	А-1700	3	АО2-31-2	2880
П4-3в				1765		2А125	А-1700	2,2	АО2-22-2	2880
П4-4а				1990	3Б200	3Б140	Б-1800	5,5	АО2-41-2	2900
П4-4б				1990		3Б140	Б-1800	4	АО2-32-2	2900
П4-4в				1975	2А200	2А140	А-1800	3	АО2-31-2	2880
П4-4г				1975		2А140	А-1800	2,2	АО2-22-2	2880
П4-5а				2275	3Б200	3Б160	Б-1900	7,5	АО2-42-2	2900
П4-5б				2275		3Б160	Б-1900	5,5	АО2-41-2	2900
П4-5в				2275		2Б160	Б-1900	4	АО2-32-2	2900
П4-5г				2260	2А200	2А160	А-1800	3	АО2-31-2	2800
П5-1а	Ц6-46	5	6	1115	3А250	2А200	А-2120	2,2	АО2-31-4	1420
П5-1б				1115		2А200	А-2120	1,5	АО2-22-4	1420
П5-2а				1270	3Б200	3Б180	Б-2120	4	АО2-41-4	1440
П5-2б				1250	3А250	3А224	А-2240	3	АО2-32-4	1420
П5-2в	Ц6-46	5	6	1250	3А250	2А224	А-2240	2,2	АО2-31-4	1420
П5-3а				1410	3Б200	3Б200	Б-2120	5,5	АО2-42-4	1440
П5-3б				1410		3Б200	Б-2120	4	АО2-41-4	1440
П5-3в				1390	3А250	3А250	А-2240	3	АО2-32-4	1420
П5-3г				1390		2А250	А-2240	2,2	АО2-31-4	1420
П5-4а				1580	3Б200	3Б224	Б-2120	7,5	АО2-51-4	1440

Продолжение табл. 1.15

Обозначение комплекта	Вентилятор				Клиноременная передача			Электродвигатель		
	тип	№	схема исполнения	$n_в$ в *об/мин*	шкивы: вентилятора	шкивы: электродвигателя	сечение и стандартная длина ремня	$N_у$ в *квт*	тип	$n_э$ в *об/мин*
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
П5-4б	Ц6-46	5	6	1580	3Б200	3Б224	Б-2120	5,5	АО2-42-4	1440
П5-4в				1580		3Б224	Б-2120	4	АО2-41-4	1440
П5-4г				1560	3А250	2А280	А-2240	3	АО2-32-4	1420
П5-5а				1765	3Б200	3Б250	Б-2240	7,5	АО2-51-4	1440
П5-5б				1765		3Б250	Б-2240	5,5	АО2-42-4	1440
П5-5в				1765		2Б250	Б-2240	4	АО2-41-4	1440
П6-1а	Ц6-46	6	6	1010	5Б250	3Б180	Б-2360	5,5	АО2-42-4	1440
П6-1б				1010		3Б180	Б-2360	4	АО2-41-4	1440
П6-1в				995	3А280	3А200	А-2360	3	АО2-32-4	1420
П6-1г				995		2А200	А-2360	2,2	АО2-31-4	1420
П6-2а				1130	5Б250	4Б200	Б-2500	7,5	АО2-51-4	1440
П6-2б				1130		3Б200	Б-2500	5,5	АО2-42-4	1440
П6-2в				1130		3Б200	Б-2500	4	АО2-41-4	1440
П6-2г				1115	3А280	3А224	А-2500	3	АО2-32-4	1420
П6-3а				1280	5Б250	5Б224	Б-2650	10	АО2-52-4	1460
П6-3б				1265		4Б224	Б-2500	7,5	АО2-51-4	1440
П6-3в				1265		3Б224	Б-2500	5,5	АО2-42-4	1440
П6-3г				1265		3Б224	Б-2500	4	АО2-41-4	1440
П6-3д				1245	3А280	3А250	А-2500	3	АО2-32-4	1420
П6-4а				1430	5Б250	5Б250	Б-2650	13	АО2-61-4	1460
									А2-61-4	1450
П6-4б	Ц6-46	6	6	1430	5Б250	5Б250	Б-2650	10	АО2-52-4	1460
П6-4в				1410		5Б250	Б-2500	7,5	АО2-51-4	1440
П6-4г				1410		5Б250	Б-2500	5,5	АО2-42-4	1440
П6-5а				1605		5Б280	Б-2650	17	АО2-62-4	1460
									А2-62-4	1450
П6-5б				1605		5Б280	Б-2650	13	АО2-61-4	1460
									А2-61-4	1450

Продолжение табл. I.15

Обозначение комплекта	Вентилятор				Клиноременная передача			Электродвигатель		
					шкивы					
	тип	№	схема исполнения	$n_в$ в *об/мин*	вентилятора	электродвигателя	сечение и стандартная длина ремня	$N_у$ в *квт*	тип	$n_э$ в *об/мин*
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
П6-5в	Ц6-46	6	6	1605	5Б250	5Б280	Б-2650	10	АО2-52-4	1460
П6-5г				1580		3Б280	Б-2500	7,5	АО2-51-4	1440
П6-5д				1580		3Б280	Б-2500	5,5	АО2-42-4	1440
П8-1а	Ц6-46	8	6	715	6Б355	4Б180	Б-3000	7,5	АО2-51-4	1440
П8-1б				715		4Б180	Б-3000	5,5	АО2-42-4	1440
П8-1в				705	4А400	4А200	А-3000	4	АО2-41-4	1440
П8-1г				695		3А200	А-3000	3	АО2-32-4	1420
П8-2а				805	6Б335	6Б200	Б-3150	10	АО2-52-4	1460
П8-2б				795		4Б200	Б-3000	7,5	АО2-51-4	1440
П8-2в				795	6Б335	4Б200	Б-3000	5,5	АО2-42-4	1440
П8-2г				795	4А400	3А224	А-3150	4	АО2-41-4	1440
П8-3а				905	5В355	4В224	В-3150	13	АО2-61-4	1460
									А2-61-4	1450
П8-3б				905	6Б355	5Б224	Б-3150	10	АО2-52-4	1460
П8-3в				890		4Б224	Б-3000	7,5	АО2-51-4	1440
П8-3г				890		4Б224	Б-3000	5,5	АО2-42-4	1440
П8-4а				1010	5В335	5В250	Б-3350	22	АО2-71-4	1460
									А2-71-4	1450
П8-4б				1010		4В250	В-3150	17	АО2-62-4	1460
									А2-62-4	1450
П8-4в	Ц6-46	8	6	1010	5В335	4В250	В-3150	13	АО2-61-4	1460
									А2-61-4	1450
П8-4г				1010	6Б355	5Б250	Б-3150	10	АО2-52-4	1460
П8-5а				1130	5В355	5В280	В-3350	30	АО2-72-4	1460
									А2-72-4	1450
П8-5б				1130		5В280	В-3350	22	АО2-71-4	1460
									А2-71-4	1450

Продолжение табл. I.15

Обозначение комплекта	Вентилятор: тип	Вентилятор: №	Вентилятор: схема исполнения	Вентилятор: $n_в$ в *об/мин*	Клиноременная передача: шкивы: вентилятора	Клиноременная передача: шкивы: электродвигателя	Клиноременная передача: сечение и стандартная длина ремня	Электродвигатель: $N_у$ в *квт*	Электродвигатель: тип	Электродвигатель: $n_э$ в *об/мин*
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
П8-5в	Ц6-46	8	6	1130	5В355	5В280	В-3350	17	АО2-62-4	1460
									А2-62-4	1450
П8-5г				1130	6Б355	6Б280	Б-3350	13	АО2-61-4	1460
									А2-61-4	1450

Примечание. Чертежи виброизолирующих оснований для вентиляторов Ц6-46 подлежат разработке заводами, изготовляющими вентиляторы.

Вентиляторы центробежные пылевые Ц6-46 (ВЦП) № 3, 4, 5, 6 и 8 (исполнение 6) Житомирского механического завода (рис. I.50, табл. I.16)

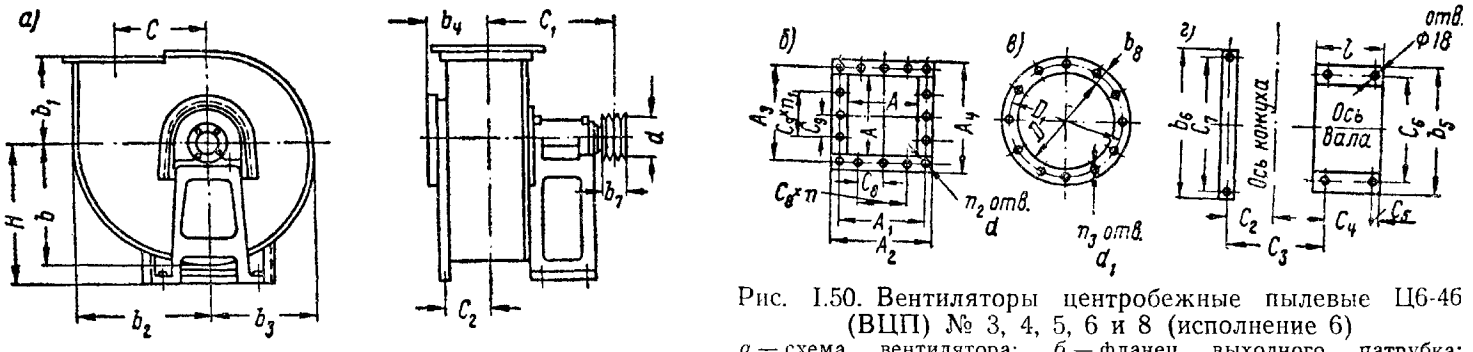


Рис. I.50. Вентиляторы центробежные пылевые Ц6-46 (ВЦП) № 3, 4, 5, 6 и 8 (исполнение 6)

а — схема вентилятора; *б* — фланец выходного патрубка; *в* — фланец входного патрубка; *г* — основание станины

Таблица I.16

Вентиляторы Ц6-46 (ВЦП) № 3, 4, 5, 6 и 8 (исполнение 6) Житомирского механического завода (рис. I.50)

№ вентилятора	Размеры вентилятора в *мм*: H	b	b_1	b_2	b_3	b_4	b_5	b_6	C	C_1	C_2	C_3	C_4	C_6	C_6	C_7	l
3	330	277	195	315	239	130	290	—	210	312	—	—	110	25	240	—	160
4	445	362	254	412	312	156	350	—	280	420	—	—	140	40	300	—	220
5	640	450	320	512	388	222	480	430	350	525	183	397	200	50	425	370	300
6	640	537	381	612	462	242	480	430	420	567	212	458	200	50	425	420	300
8	900	702	502	802	602	326	626	640	560	769	297	617	250	80	560	580	410

Продолжение табл. I.16

№ вентилятора	Вес без электродвигателя в *кг*	Размеры: фланца выходного патрубка: A	A_1	A_2	A_3	A_4	C_8 в *мм*	n в шт.	C_9 в *мм*	n_1 в шт.	d в *мм*	n_2 в шт.	фланца входного патрубка: D	D_1	b_8 в *мм*	n_3 в шт.	d_1 в *мм*
3	40	180	208	222	221	225	80	2	80	1	8×14	10	214	240	20	8	8
4	85	240	271	285	268	282	100	2	100	2	8×14	12	285	310	20	8	8
5	150	300	337	357	332	352	140	1	140	1	8×14	12	355	385	25	12	8
6	175	360	397	417	392	412	164	1	164	1	8×14	12	420	455	25	12	8
8	300	480	537	567	532	562	160	2	154	3	11×18	14	560	598	32	12	12

Примечание. Вентиляторы изготавливаются правого и левого вращения с положениями кожуха П0°, П90°, П180°, П270°, Л0°, Л90°, Л180° и Л270°.

Характеристики центробежного пылевого вентилятора Ц6-46 № 3 (рис. I.51)

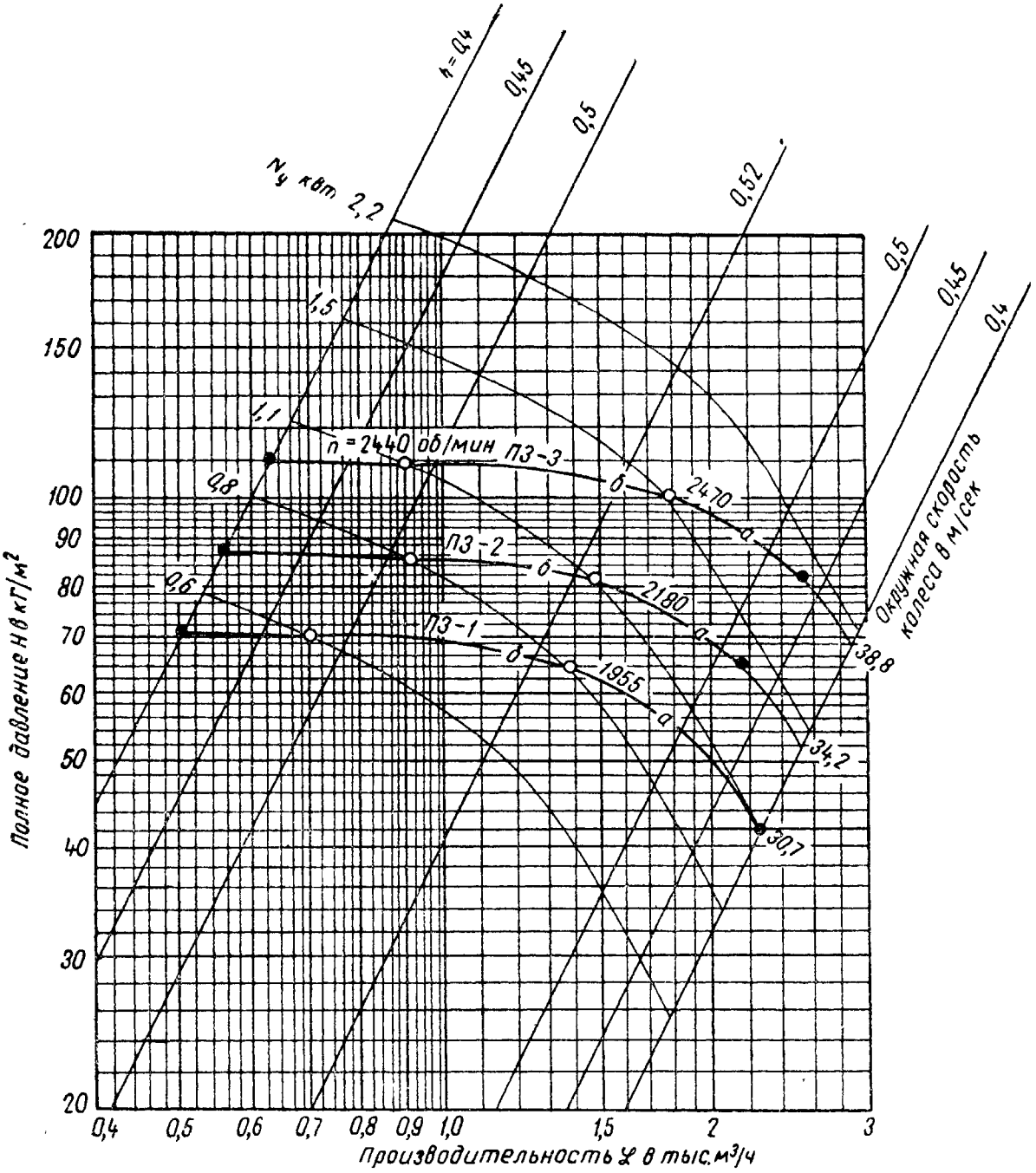


Рис. I.51

Характеристики центробежного пылевого вентилятора Ц6-46 № 4 (рис. I.52)

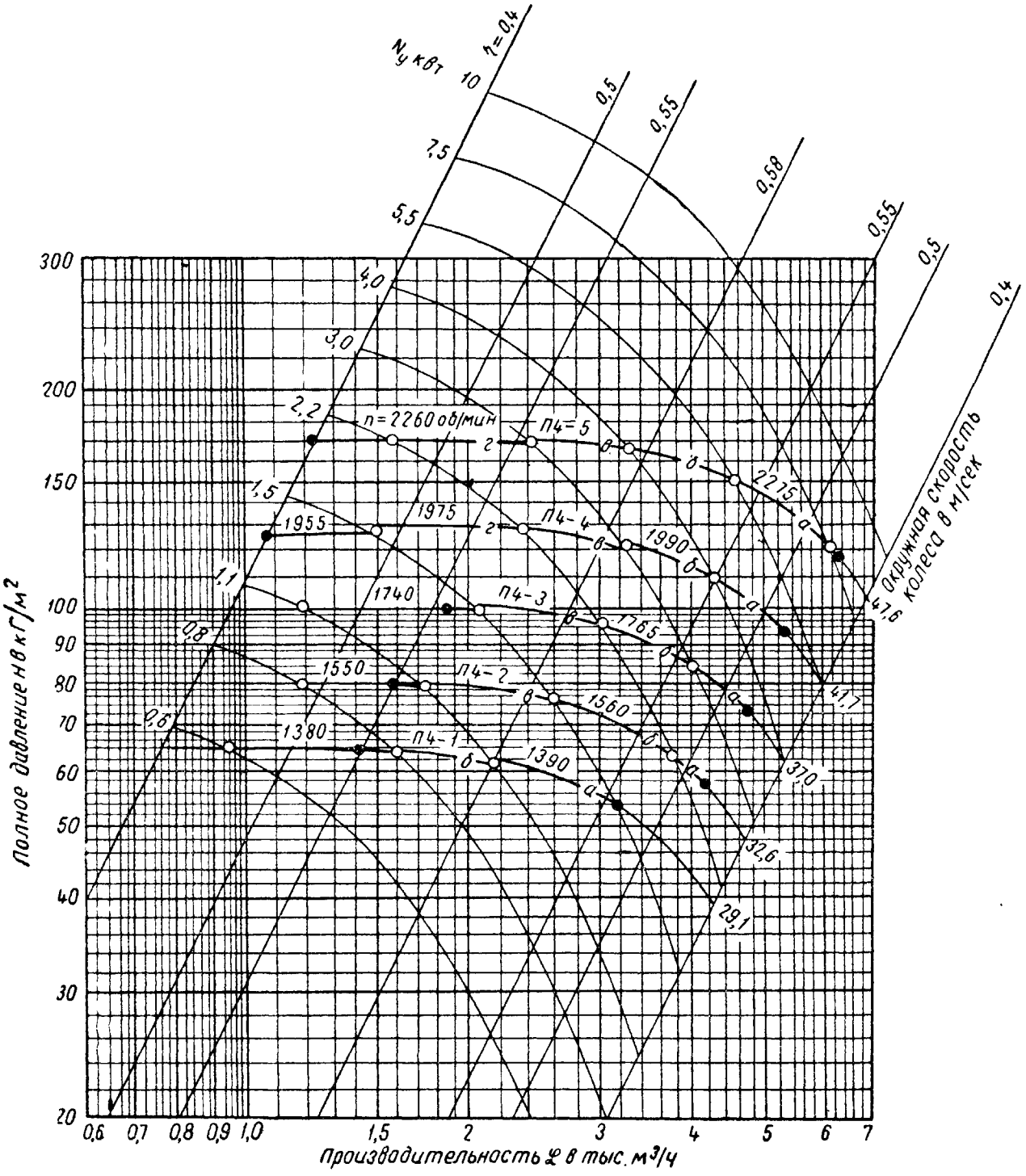


Рис. I.52

Характеристики центробежного пылевого вентилятора Ц6-46 № 5 (рис. I.53)

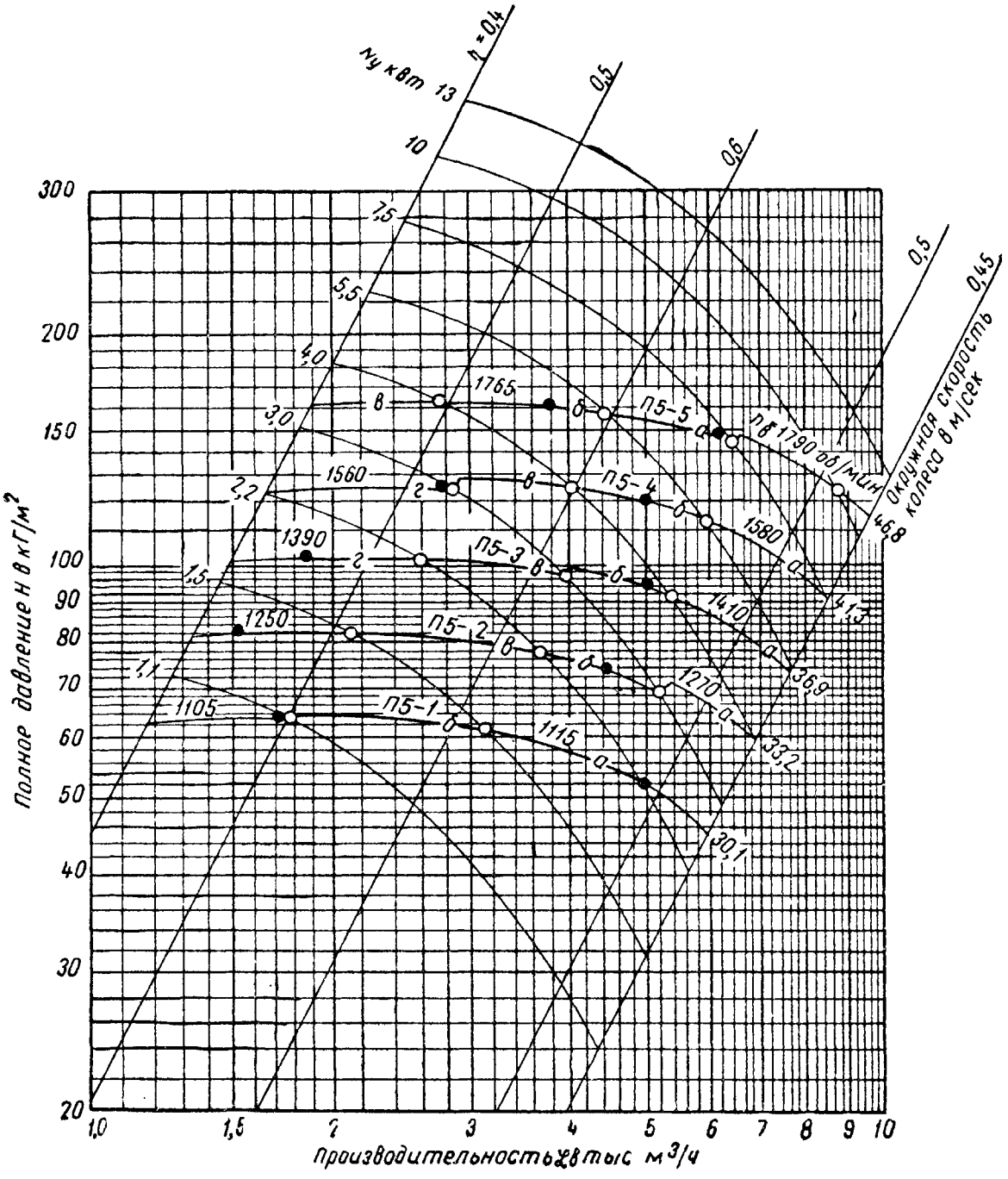


Рис. I.53

Характеристики центробежного пылевого вентилятора Ц6-46 № 6 (рис. I.54)

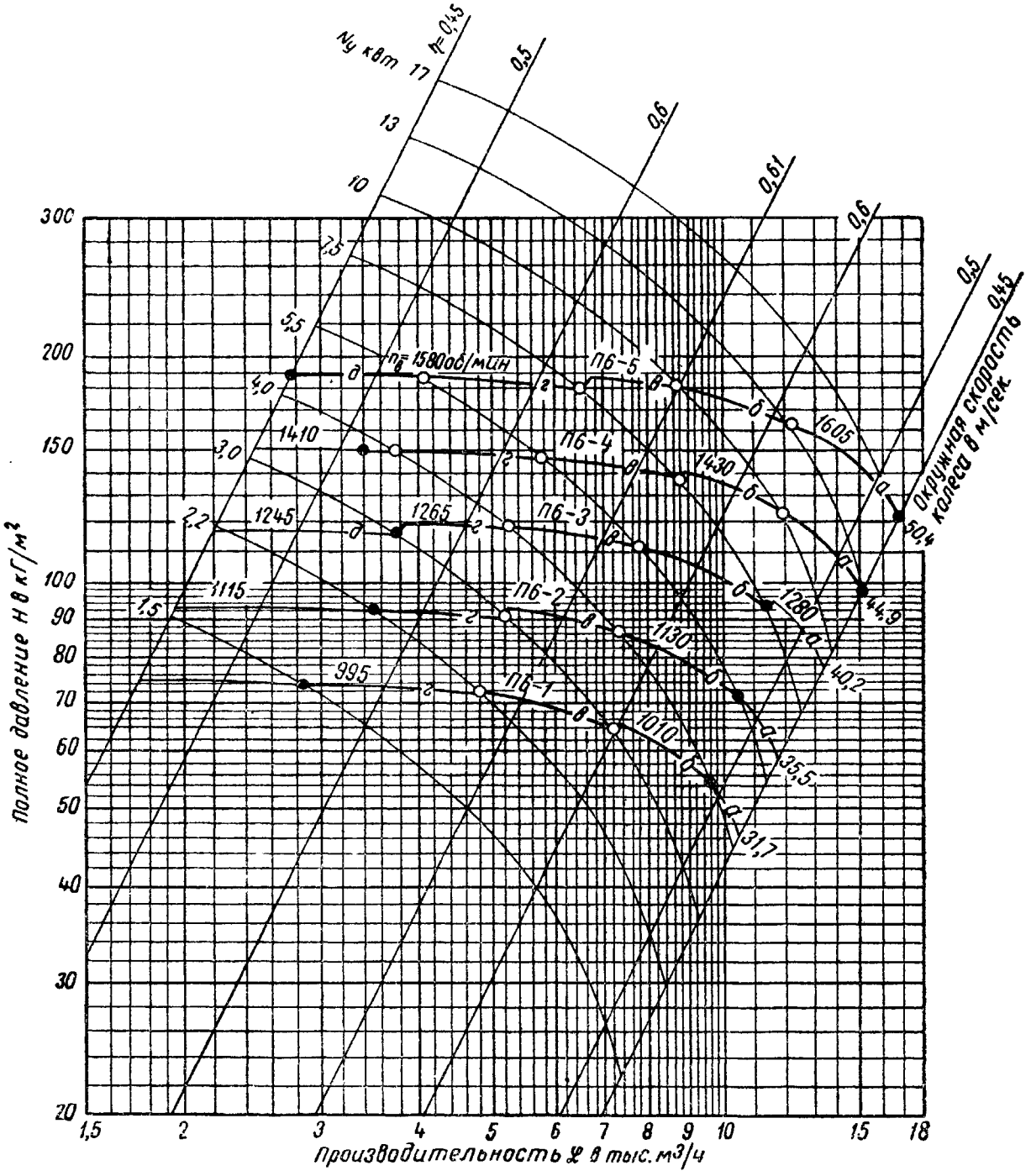


Рис. I.54

Характеристики центробежного пылевого вентилятора Ц6-46 № 8 (рис. I.55)

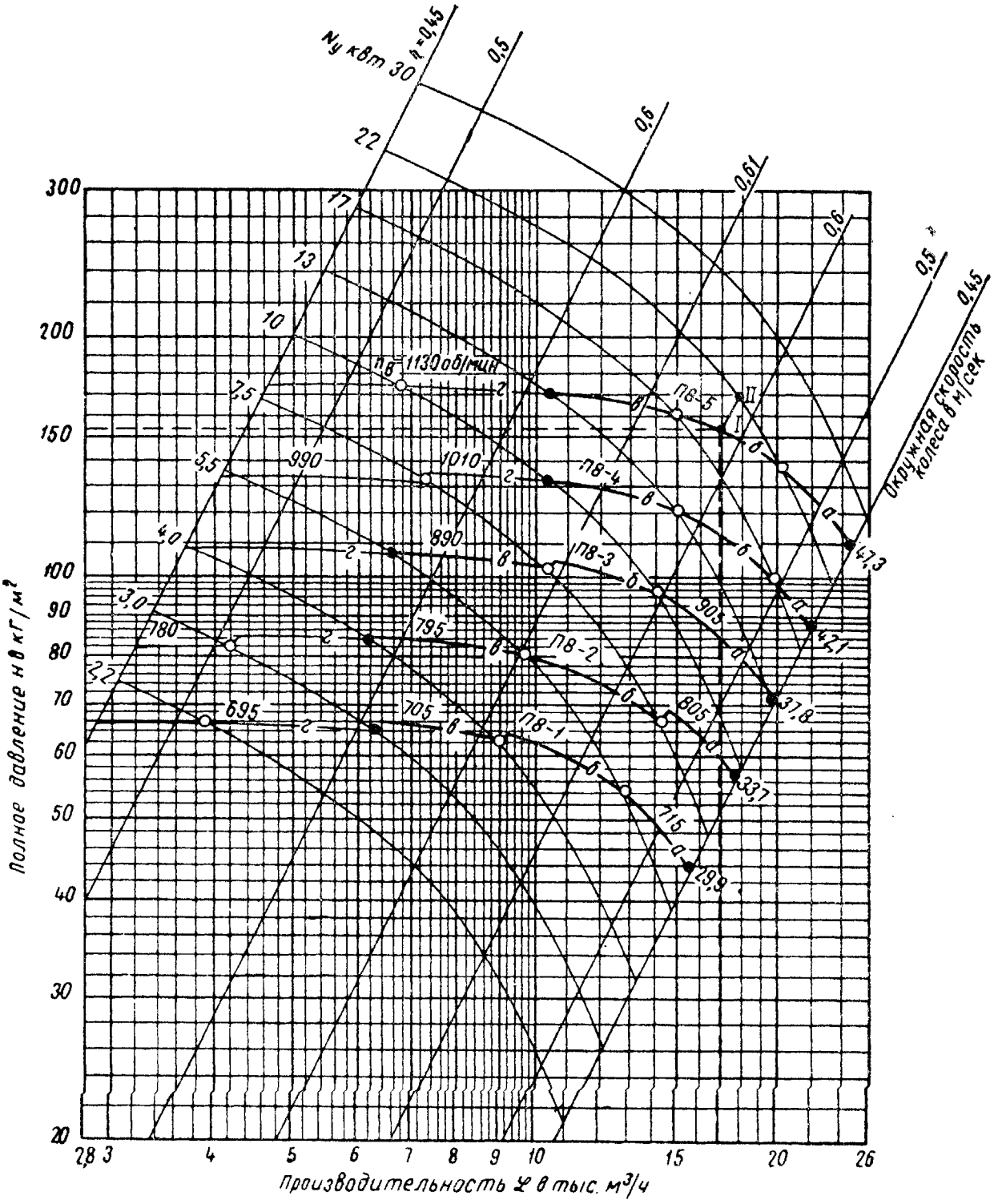


Рис. I.55

Сводный график характеристик для подбора вентиляторов ЦП7-40 с комплектацией электродвигателями серии А2 и АО2 (рис. I.56, табл. I.17)

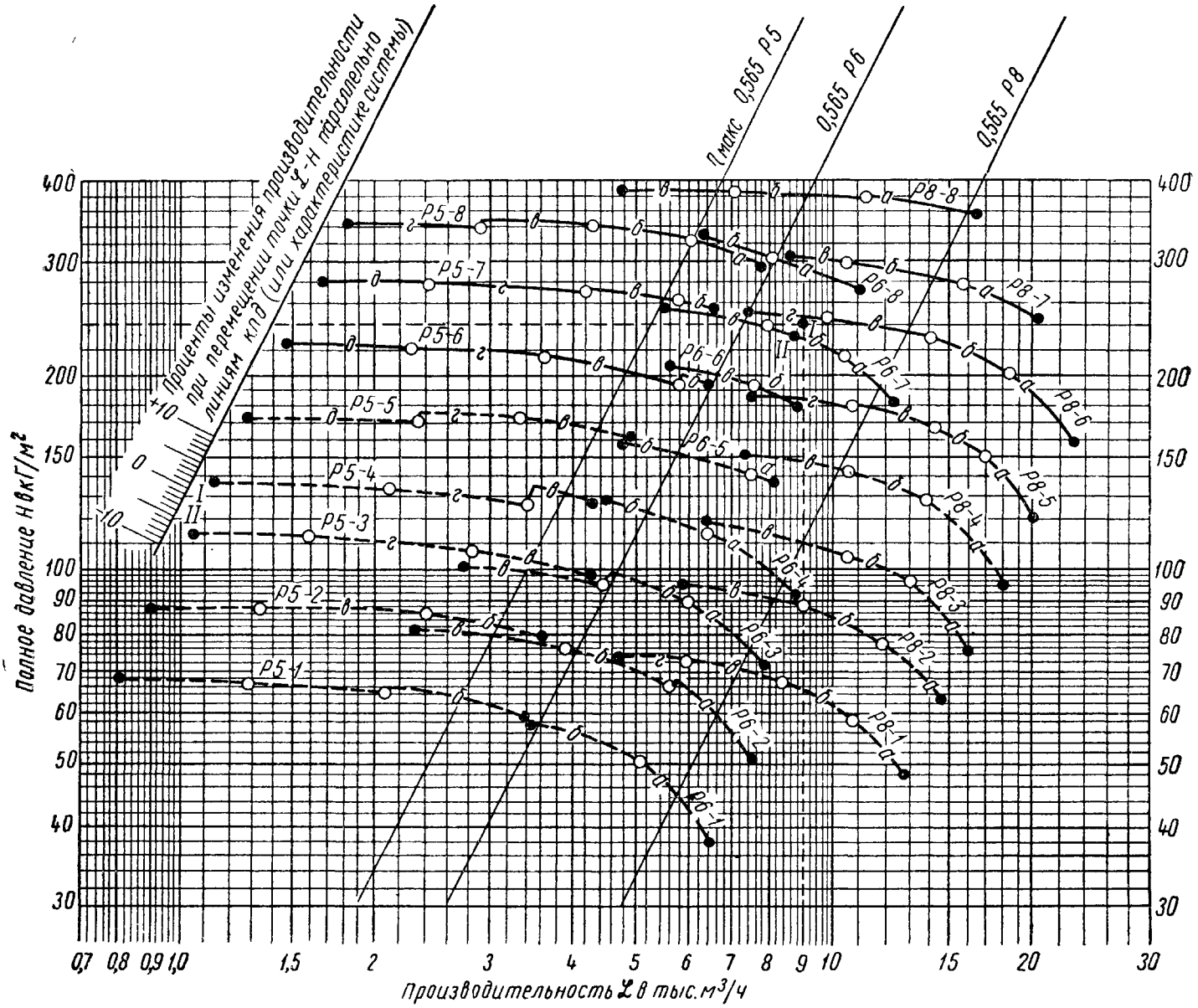


Рис. I.56

Таблица I.17

Рекомендуемые комплектации вентиляторов типа ЦП7-40 с приводами, виброизолирующими основаниями и электродвигателями серии А2 и АО2 (рис. I.56)

Обозначение комплекта	Вентилятор				Клиноременная передача			Электродвигатель			Виброизолирующее основание (обозначение)
	тип	№	схема исполнения	$n_в$ в об/мин	шкивы: вентилятора	шкивы: электродвигателя	сечение и стандартная длина ремня	$N_у$ в квт	тип	$n_э$ в об/мин	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Р5-1а	ЦП7-40	5	6	1080	5А180	3А140	А-1800	2,2	АО2-31-4	1420	3Д091а
Р5-1б				1080		2А140	А-1800	1,5	АО2-22-4	1420	2Д091а
Р5-2а				1235		3А160	А-1900	3	АО2-32-4	1420	3Д091б
Р5-2б				1235		3А160	А-1900	2,2	АО2-31-4	1420	3Д091а

Продолжение табл. I.17

Обозначение комплекта	Вентилятор				Клиноременная передача			Электродвигатель			Виброизолирующее основание (обозначение)
	тип	№	схема исполнения	$n_в$ в *об/мин*	шкивы: вентилятора	шкивы: электродвигателя	сечение и стандартная длина ремня	$N_у$ в *квт*	тип	$n_э$ в *об/мин*	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Р5-2в	ЦП7-40	5	6	1235	5А180	2А160	А-1900	1,5	АО2-22-4	1420	2Д091а
Р5-3а				1410		4А180	А-2000	5,5	АО2-42-4	1440	5Д091а
Р5-3б				1410		4А180	А-2000	4	АО2-41-4	1440	4Д091а
Р5-3в				1390		3А180	А-1900	3	АО2-32-4	1420	3Д091б
Р5-3г				1390		2А180	А-1900	2,2	АО2-31-4	1420	3Д091а
Р5-4а				1570		5А200	А-2000	7,5	АО2-51-4	1440	5Д091б
Р5-4б				1570		5А200	А-2000	5,5	АО2-42-4	1440	5Д091а
Р5-4в				1570		4А200	А-2000	4	АО2-41-4	1440	4Д091а
Р5-4г				1545		3А200	А-1900	3	АО2-32-4	1420	3Д091б
Р5-5а				1780	5Б180	4Б224	Б-2120	10	АО2-52-4	1460	6Д091а
Р5-5б				1755		4Б224	Б-2000	7,5	АО2-51-4	1440	5Д091б
Р5-5в				1755		4Б224	Б-2000	5,5	АО2-42-4	1440	5Д091а
Р5-5г				1755	5А180	4А224	А-2000	4	АО2-41-4	1440	4Д091а
Р5-5д				1730		3А224	А-2000	3	АО2-32-4	1420	3Д091б
Р5-6а				1985	5Б180	5Б250	Б-2240	13	АО2-61-4	1460	6Д091б
									А2-61-4	1450	
Р5-6б				1985		5Б250	Б-2120	10	АО2-52-4	1460	6Д091а
Р5-6в				1960		4Б250	Б-2120	7,5	АО2-51-4	1440	5Д091б
Р5-6г				1960		5Б250	Б-2120	5,5	АО2-42-4	1440	5Д091а
Р5-6д				1960	5А180	4А250	А-2120	4	АО2-41-4	1440	4Д091а
Р5-7а				2225	7Б180	7Б280	Б-2240	17	АО2-62-4	1460	7Д091а
									А2-64-4	1450	
Р5-7б				2225	7Б180	6Б280	Б-2240	13	АО2-61-4	1460	6Д091б
									А2-61-4	1450	
Р5-7в				2225	5Б180	5Б280	Б-2240	10	АО2-52-4	1460	6Д091а
Р5-7г				2195		5Б280	Б-2120	7,5	АО2-51-4	1440	5Д091б
Р5-7д				2195		3Б280	Б-2120	5,5	АО2-42-4	1440	5Д091а

Продолжение табл. 1.17

Обозначение комплекта	Вентилятор				Клиноременная передача			Электродвигатель			Виброизолирующее основание (обозначение)
	тип	№	схема исполнения	$n_в$ в *об/мин*	шкивы: вентилятора	шкивы: электродвигателя	сечение и стандартная длина ремня	$N_у$ в *квт*	тип	$n_э$ в *об/мин*	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Р5-8а	ЦП7-40	5	6	2505	7Б180	7Б315	Б-2360	17	АО2-62-4	1460	7Д091а
									А2-62-4	1450	
Р5-8б				2505		6Б315	Б-2240	13	АО2-61-4	1460	6Д091б
									А2-61-4	1450	
Р5-8в				2505	5Б180	5Б315	Б-2240	10	АО2-52-4	1460	6Д091а
Р5-8г				2470		5Б315	Б-2240	7,5	АО2-51-4	1440	5Д091б
Р6-1а	ЦП7-40	6	6	870	4Б224	3Б140	Б-2000	3	АО2-32-4	1420	3Д092б
Р6-1б				870		2Б140	Б-2000	2,2	АО2-31-4	1420	3Д092а
Р6-2а				1005		3Б160	Б-2120	4	АО2-41-4	1440	4Д092а
Р6-2б				995		2Б160	Б-2120	3	АО2-32-4	1420	3Д092б
Р6-2в				995		2Б160	Б-2120	2,2	АО2-31-4	1420	3Д092а
Р6-3а				1135		3Б180	Б-2240	5,5	АО2-42-4	1440	5Д092а
Р6-3б				1135		3Б180	Б-2240	4	АО2-41-4	1440	4Д092а
Р6-3в				1120		2Б180	Б-2120	3	АО2-32-4	1420	3Д092б
Р6-4а				1260		4Б200	Б-2240	7,5	АО2-51-4	1440	5Д092б
Р6-4б				1260		3Б200	Б-2240	5,5	АО2-42-4	1440	5Д092а
Р6-4в				1260		3Б200	Б-2240	4	АО2-41-4	1440	4Д092а
Р6-5а				1430		4Б224	Б-2360	10	АО2-52-4	1460	6Д092а
Р6-5б				1410		4Б224	Б-2360	7,5	АО2-51-4	1440	5Д092б
Р6-5в				1410		3Б224	Б-2360	5,5	АО2-42-4	1440	5Д092а
Р6-6а				1600	7Б200	7Б224	Б-2360	17	АО2-62-4	1460	7Д092а
									А2-62-4	1450	
Р6-6б				1600		7Б224	Б-2240	13	АО2-61-4	1460	6Д092б
									А2-61-4	1450	
Р6-6в				1600		5Б224	Б-2240	10	АО2-52-4	1460	6Д092а
Р6-6г				1575	4Б224	4Б250	Б-2360	7,5	АО2-51-4	1440	5Д092б
Р6-7а				1790	8Б200	8Б250	Б-2360	22	АО2-71-4	1460	7Д092б
									А2-71-4	1450	

Продолжение табл. I.17

Обозначение комплекта	Вентилятор				Клиноременная передача			Электродвигатель			Виброизолирующее основание (обозначение)
	тип	№	схема исполнения	$n_в$ в *об/мин*	шкивы: вентилятора	шкивы: электродвигателя	сечение и стандартная длина ремня	$N_у$ в *квт*	тип	$n_э$ в *об/мин*	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Р6-7б	ЦП7-40	6	6	1790	8Б200	8Б250	Б-2360	17	АО2-62-4	1460	7Д092а
									А2-62-4	1450	
Р6-7в				1790	7Б200	7Б250	Б-2240	13	АО2-61-4	1460	6Д092б
									А2-61-4	1450	
Р6-7г				1790		5Б250	Б-2240	10	АО2-52-4	1460	6Д092а
Р6-8а				2005	8Б280	8Б280	Б-2500	22	АО2-71-4	1460	7Д092б
									А2-71-4	1450	
Р6-8б				2005		7Б280	Б-2500	17	АО2-62-4	1460	7Д092а
									А2-62-4	1450	
Р6-8в				2005	7Б200	6Б280	Б-2360	13	АО2-61-4	1460	6Д092б
									А2-61-4	1450	
Р8-1а	ЦП7-40	8	6	715	6Б315	4Б160	Б-2650	7,5	АО2-51-4	1440	5Д093б
Р8-1б				715		4Б160	Б-2650	5,5	АО2-42-4	1440	5Д093а
Р8-1в				715		3Б160	Б-2650	4	АО2-41-4	1440	4Д093а
Р8-1г				705		2Б160	Б-2650	3	АО2-32-4	1420	3Д093б
Р8-2а				820		5Б180	Б-2800	10	АО2-52-4	1460	6Д093а
Р8-2б				810		5Б180	Б-2800	7,5	АО2-51-4	1440	5Д093б
Р8-2в				810		3Б180	Б-2800	5,5	АО2-42-4	1440	5Д093а
Р8-2г				810		3Б180	Б-2800	4	АО2-41-4	1440	4Д093а
Р8-3а				910		6Б200	Б-2800	13	АО2-61-4	1460	6Д093б
									А2-61-4	1450	
Р8-3б				910		6Б200	Б-2800	10	АО2-52-4	1460	7Д093б
Р8-3в				895		4Б200	Б-2800	7,5	АО2-51-4	1440	5Д093б
Р8-3г				895		3Б200	Б-2800	5,5	АО2-42-4	1440	5Д093а
Р8-4а				1020		6Б224	Б-2800	17	АО2-62-4	1460	7Д093а
									А2-62-4	1450	
Р8-4б				1020		6Б224	Б-2800	13	АО2-61-4	1460	6Д093б
									А2-61-4	1450	
Р8-4в				1020		5Б224	Б-2800	10	АО2-52-4	1460	6Д093а

Продолжение табл. I.17

Обозначение комплекта	Вентилятор				Клиноременная передача			Электродвигатель			Виброизолирующее основание (обозначение)
	тип	№	схема исполнения	$n_в$ в *об/мин*	шкивы: вентилятора	шкивы: электродвигателя	сечение и стандартная длина ремня	$N_у$ в *квт*	тип	$n_э$ в *об/мин*	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Р8-4г	ЦП7-40	8	6	1005	6Б315	4Б224	Б-2800	7,5	АО2-51-4	1440	5Д093б
Р8-5а				1145	8Б280	7В224	В-2800	30	АО2-72-4	1460	7Д093в
									А2-72-4	1450	
Р8-5б				1145		7В224	В-2800	22	АО2-71-4	1460	7Д093б
									А2-71-4	1450	
Р8-5в				1145		5Б224	В-2800	17	АО2-62-4	1460	7Д093а
									А2-62-4	1450	
Р8-5г				1145		5В224	В-2800	13	АО2-61-4	1460	6Д093б
									А2-61-4	1450	
Р8-5д				1135	6Б315	5Б250	Б-3000	10	АО2-52-4	1460	6Д093а
Р8-6а				1285	8В280	8Б250	В-3000	40	АО2-81-4	1470	8Д093а
									А2-81-4	1460	
Р8-6б				1280		8В250	В-2800	30	АО2-72-4	1460	7Д093в
									А2-72-4	1450	
Р8-6в				1280		6В250	В-2800	22	АО2-71-4	1460	7Д093б
									А2-71-4	1450	
Р8-6г				1280		5В250	В-2800	17	АО2-62-4	1460	7Д093а
									А2-62-4	1450	
Р8-6д				1280	6Б315	6Б280	Б-3000	13	АО2-61-4	1460	6Д093б
									А2-61-4	1450	
Р8-7а				1440	8В280	8В280	В-3000	40	АО2-81-4	1470	8Д093а
									А2-81-4	1460	
Р8-7б				1430		7В280	В-3000	30	АО2-72-4	1460	7Д093в
									А2-72-4	1450	
Р8-7в				1430		5В280	В-3000	2	АО2-71-4	1460	7Д093б
									А2-71-4	1450	
Р8-7г				1430		4В280	В-3000	17	АО2-62-4	1460	7Д093а
									А2-62-4	1450	

Продолжение табл. I.17

Обозначение комплекта	Вентилятор				Клиноременная передача			Электродвигатель			Виброизолирующее основание (обозначение)
	тип	№	схема исполнения	$n_в$ в *об/мин*	шкивы: вентилятора	шкивы: электродвигателя	сечение и стандартная длина ремня	$N_у$ в *квт*	тип	$n_э$ в *об/мин*	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Р8-8а	ЦП7-40	8	6	1620	8В280	8В315	В-3000	40	АО2-81-4	1470	8Д093а
									А2-81-4	1460	
Р8-8б				1610		7В315	В-3000	30	АО2-72-4	1460	7Д093в
									А2-72-4	1450	
Р8-8в				1610		5В315	В-3000	22	АО2-71-4	1460	7Д093б
									А2-71-4	1450	

Вентиляторы центробежные пылевые ЦП7-40 № 5, 6 и 8 (исполнение 6) (рис. I.57 и табл. I.18)

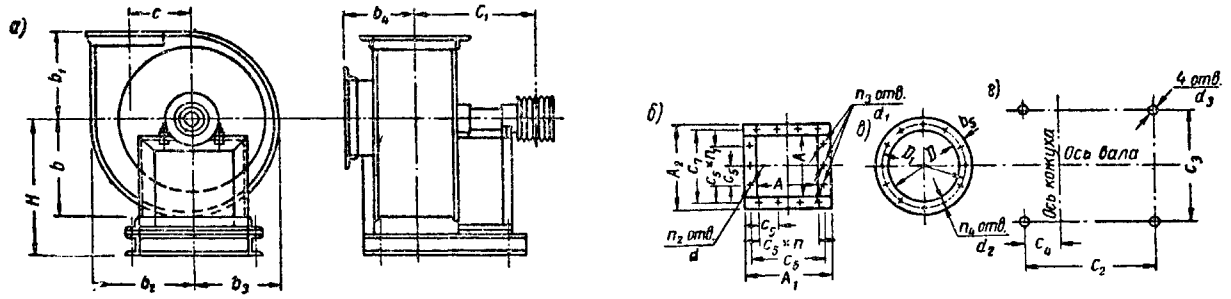


Рис. I.57. Вентиляторы центробежные пылевые ЦП-7-40 № 5, 6 и 8 (исполнение 6) Симферопольского машиностроительного завода

а — схема вентилятора; *б* — фланец выходного патрубка; *в* — фланец входного патрубка; *г* — расположение фундаментных болтов

Таблица I.18

Вентиляторы ЦП7-40 № 5, 6 и 8 (исполнение 6) Симферопольского машиностроительного завода (рис. I.57)

№ вентилятора	Размеры вентилятора в *мм*											
	H	b	b_1	b_2	b_3	b_4	C	C_1	C_2	C_3	C_4	d_3
5	530	376	300	435	338	250	250	490	500	490	124	18
6	620	450	360	516	405	300	300	547	600	570	170	18
8	820	595	475	688	535	400	400	774	900	710	230	20

Продолжение табл. I.18

№ вентилятора	Размеры фланца патрубка: выходного												входного					Вес без электродвигателя в *кг*
	A	A_1	A_2	C_5	C_6	C_7	n	n_1	d в *мм*	n_2 в шт	d_1 в *мм*	n_3 в шт.	D	D_1	b_5	d_2	n_4 в шт.	
	в *мм*						в шт.						в *мм*					
5	300	372	372	100	346	344	3	2	11	11	М10	3	300	342	34	11	12	172
6	360	433	434	100	405	405	4	2	11	13	М10	3	360	402	34	11	12	278
8	480	588	570	100	540	534	5	4	12	17	М12	5	480	530	44	12	16	571

Примечание. Вентиляторы изготавливаются со всеми положениями кожуха, кроме П180° и Л180°.

Характеристики центробежного пылевого вентилятора ЦП7-40 № 5 (рис. I.58)

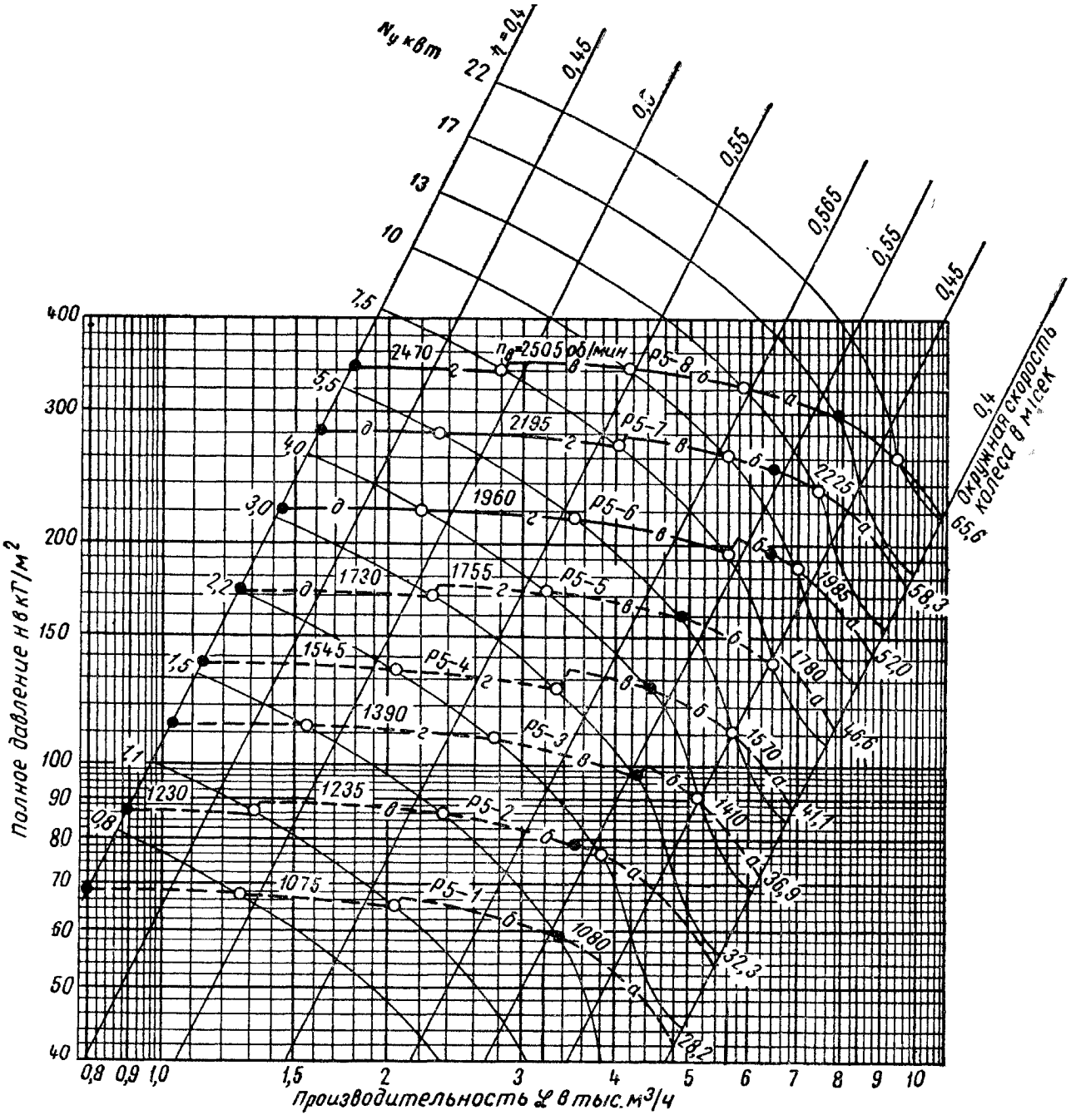


Рис. I.58

Характеристики центробежного пылевого вентилятора ЦП7-40 № 6 (рис. I.59)

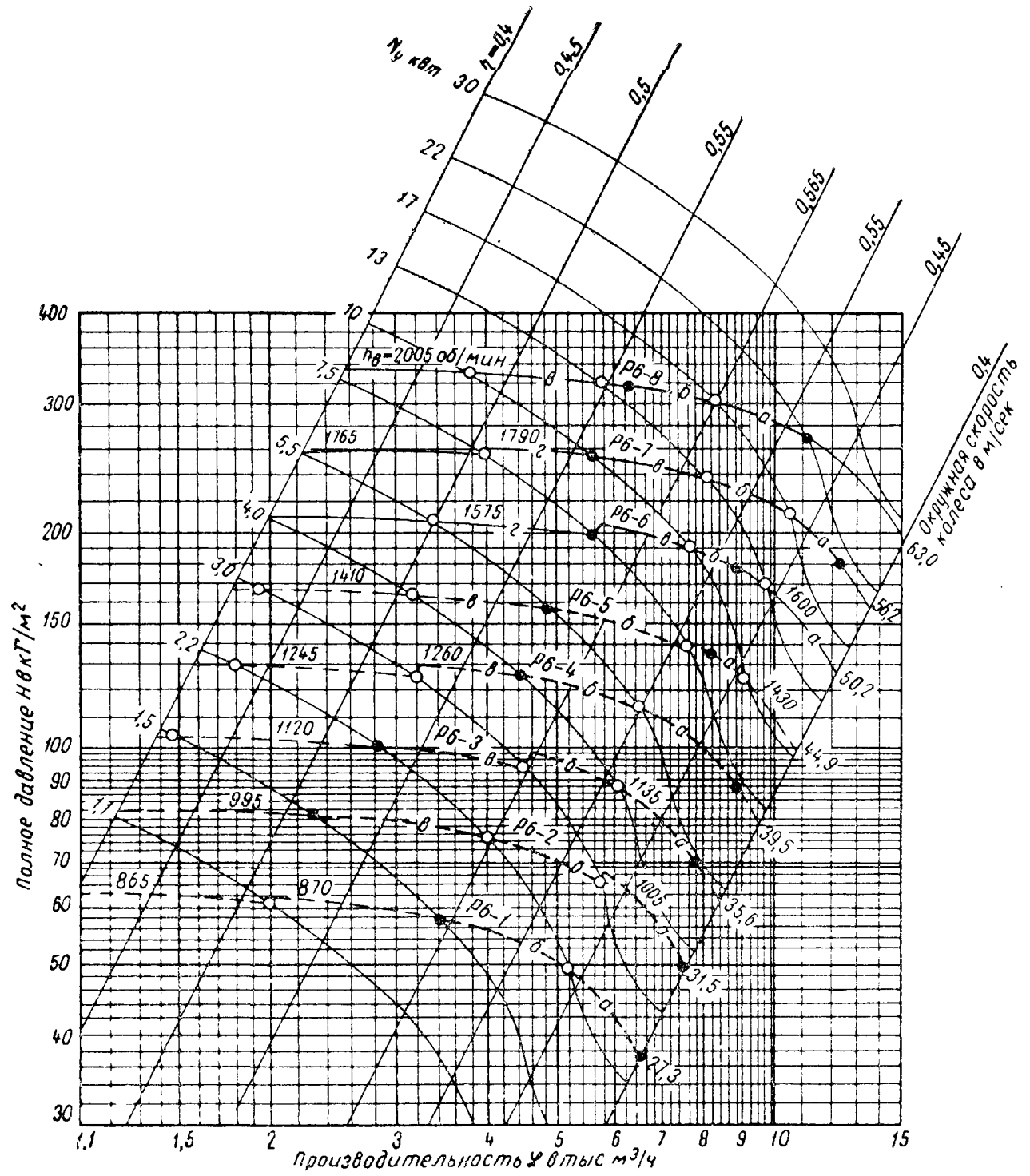


Рис. I.59

Характеристики центробежного пылевого вентилятора ЦП7-40 № 8 (рис. I.60)

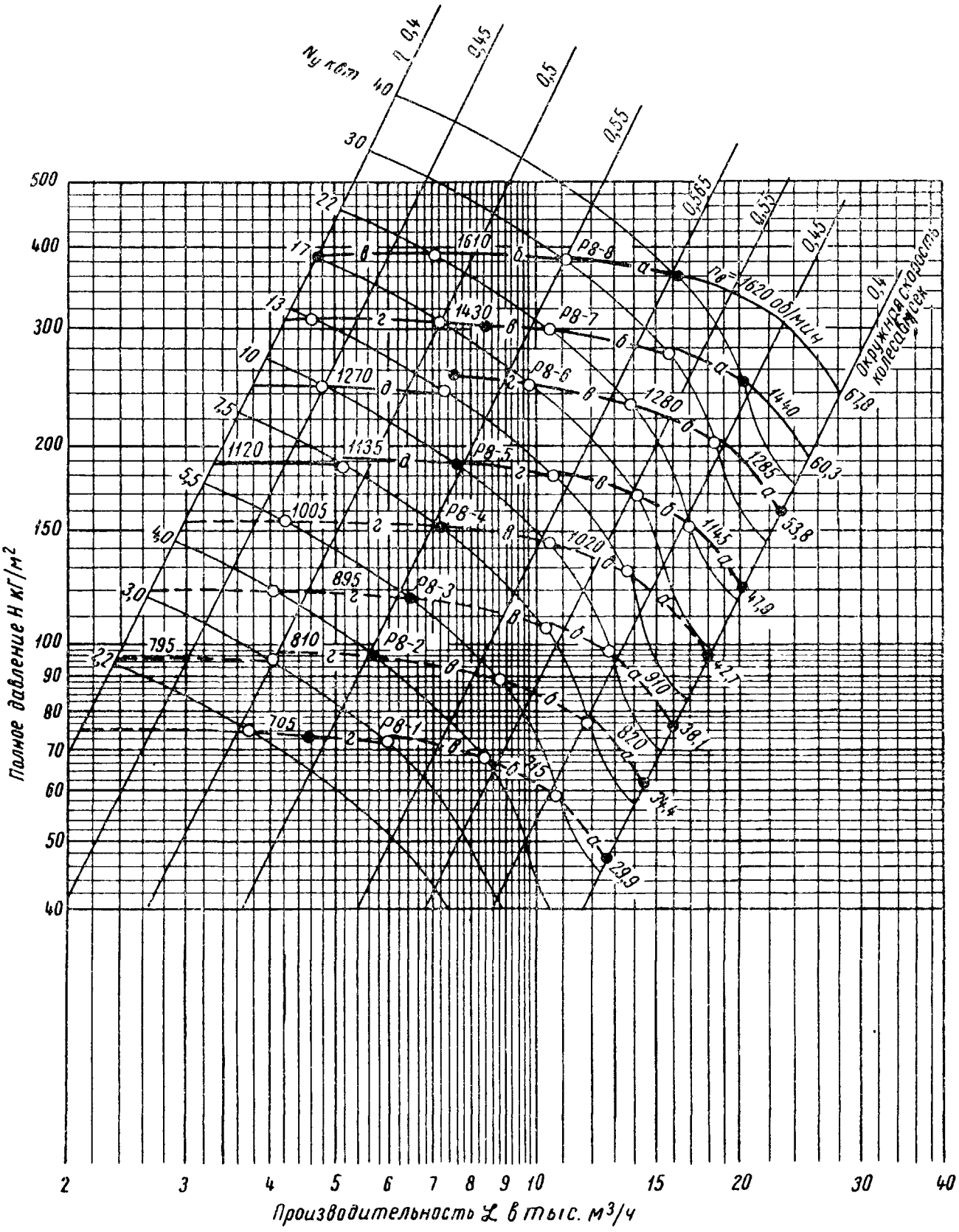


Рис. I.60

Г. ВЕНТИЛЯТОРЫ ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ ВВД

Вентиляторы центробежные высокого давления ВВД № 8-у и 9-у (исполнение 6 и 3) (рис. I.61, табл. I.19 и I.20)

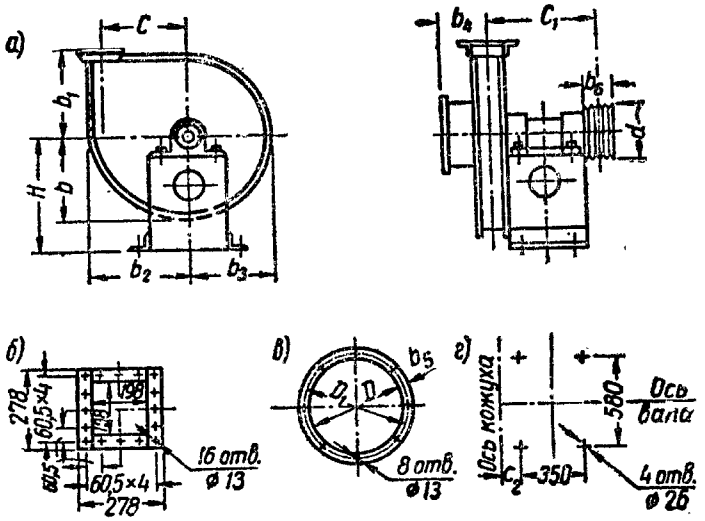


Рис. I.61. Вентиляторы центробежные высокого давления ВВД № 8-у и 9-у (исполнение 6 и 3) Тульского котельно-вентиляторного завода

а — схема вентилятора; *б* — фланец выходного патрубка; *в* — фланец входного патрубка; *г* — расположение фундаментных болтов

Таблица I.19

Вентиляторы ВВД № 8-у и 9-у (исполнение 6 и 3) Тульского котельно-вентиляторного завода (рис. I.61)

№ вентилятора	Размеры в *мм*												Вес без электродвигателя в *кг*
	вентилятора									фланца входного патрубка			
	H	*b*	b_1	b_2	b_3	b_4	*C*	C_1	C_2	*D*	D_1	b_5	
8-у	650	530	482	574	486	175	475	545	78	270	310	35	222
9-у	700	580	532	624	536	175	525	595	78	300	340	35	241

Примечания 1. Вентиляторы изготавливаются правого и левого вращения с положениями кожуха П0°, П90°, П180°, П270°, Л0°, Л90°, Л180° и Л270°.

2. Вентиляторы могут комплектоваться эластичной муфтой.

3. Вентиляторы изготавливаются из обычной и нержавеющей стали, а также из алюминия.

4. Вентиляторы комплектуются электродвигателями в пределах аэродинамической характеристики.

Таблица I.20

Комплектация вентиляторов ВВД № 8-у и 9-у шкивами

Тип ремня	Расчетный диаметр шкива *d* в *мм*	Ширина шкива b_6 в *мм*	Число канавок в шт.	Вес шкива в *кг*
В	230	138	5	42

Характеристики центробежного вентилятора высокого давления ВВД № 8-у (рис. I.62)

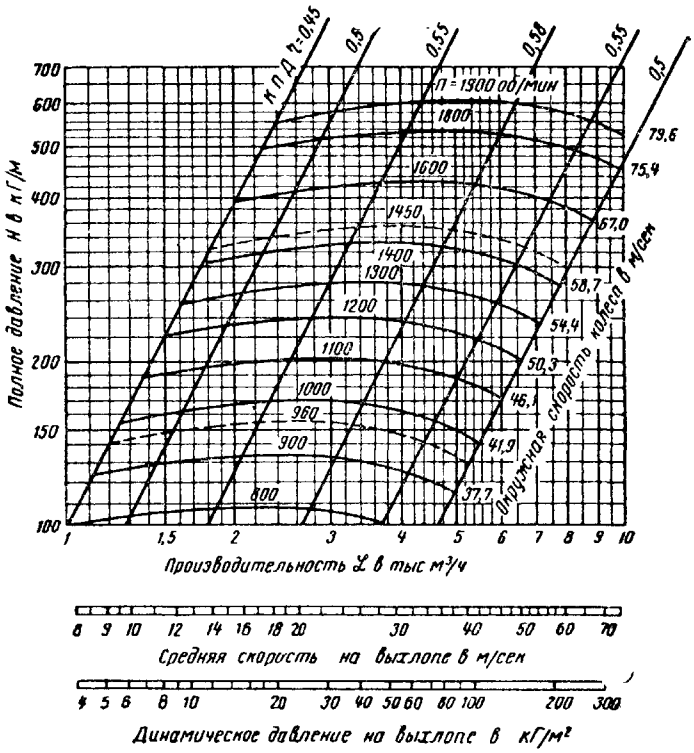


Рис. I.62

Характеристики центробежного вентилятора высокого давления ВВД № 9-у (рис. I.63)

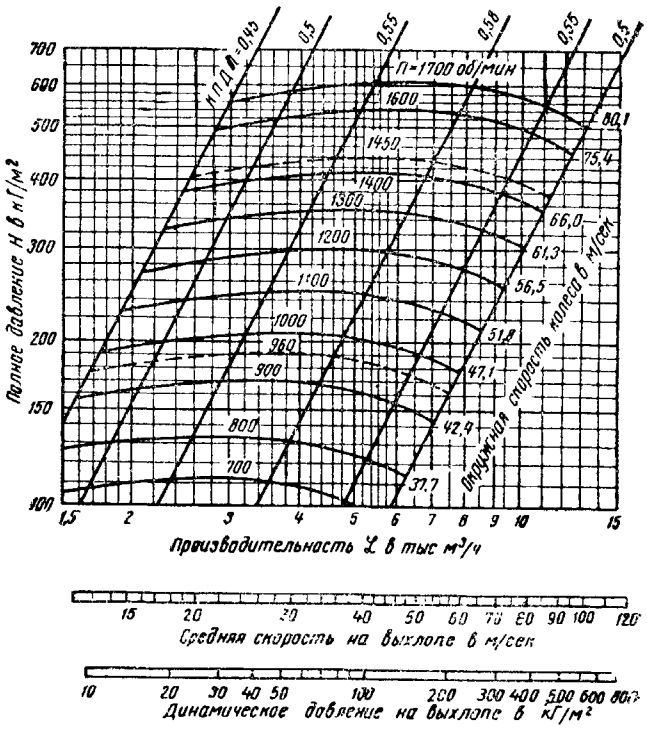


Рис. I.63

Вентилятор центробежный высокого давления ВВД № 11-у (исполнение 6) (рис. I.64)

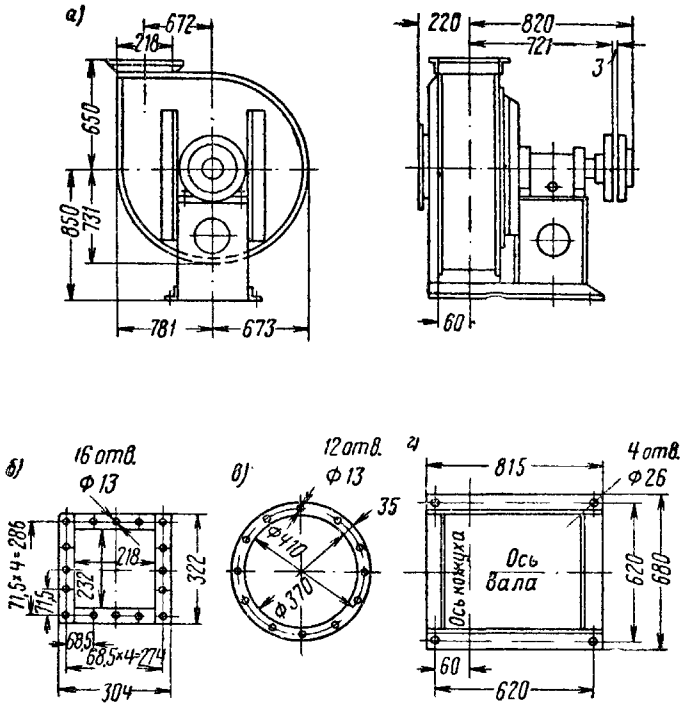


Рис. I.64. Вентилятор центробежный высокого давления ВВД № 11-у (исполнение 6) Тульского котельно-вентиляторного завода (вес вентилятора 505 *кг*)

а — схема вентилятора; *б* — фланец выходного патрубка; *в* — фланец входного патрубка; *г* — основание станины

Примечания: 1. Вентиляторы комплектуются электродвигателями согласно заказ-наряду в пределах аэродинамической характеристики.

2. Вентиляторы изготавливаются правого и левого вращения с положениями кожуха: П0°, П90°, П180°, П270°, Л0°, Л90°, Л180° и Л270°.

3. Вентиляторы комплектуются эластичной муфтой.

4. Вентиляторы поставляются только на внутренний рынок.

Характеристики центробежного вентилятора высокого давления ВВД № 11-у (рис. I.65)

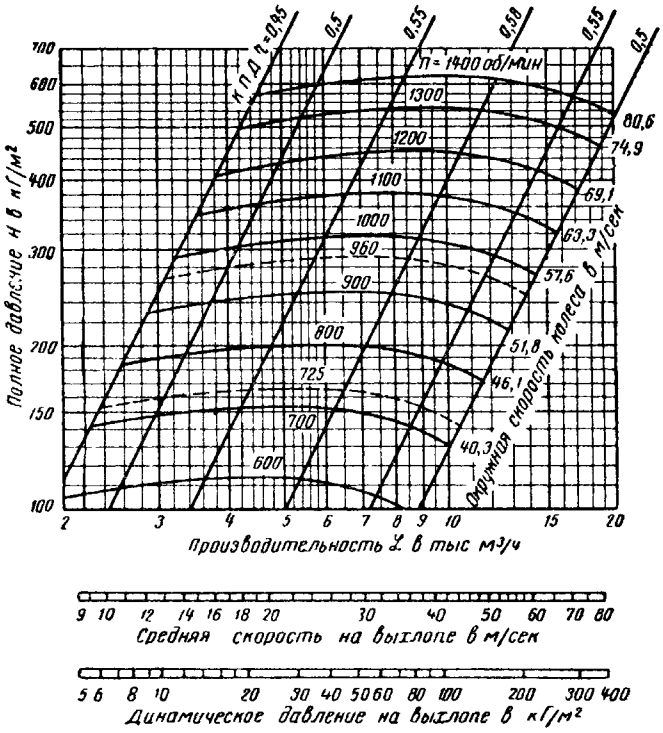


Рис. I.65

I.2. ВЕНТИЛЯТОРЫ ОСЕВЫЕ

Вентиляторы осевые О6-320 (МЦ) № 4, 5, 6, 7, 8, 10 и 12 Крюковского вентиляторного завода (рис. I.66, табл. I.21)

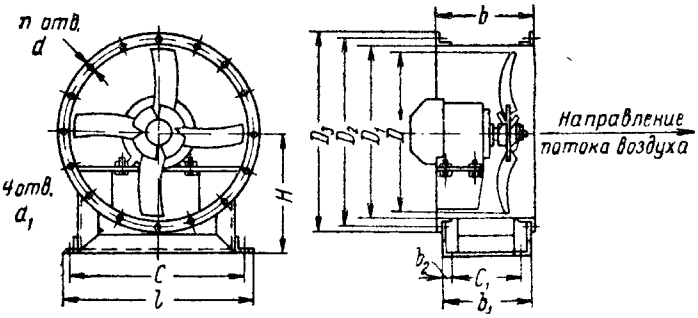


Рис. I.66

Таблица I.21

Вентиляторы осевые 06-320 (МЦ) № 4—8, 10 и 12 Крюковского вентиляторного завода (рис. I.66)

№ вентилятора	Диаметр рабочего колеса D в *мм*	Размеры в *мм*													Вес без электродвигателя в *кг*
		D_1	D_2	D_3	C	C_1	b	b_1	b_2	l	H	n	d	d_1	
4	400	404	440	460	400	180	224	220	20	425	280	12	7	13	11,38
5	500	505	540	560	500	225	279	275	25	530	340	12	7	14,5	17,98
6	600	606	640	660	600	270	334	330	30	630	420	12	7	14,5	28
7	700	707	740	760	700	315	380	375	30	730	470	16	9	14,5	40,17
8	800	808	850	874	800	360	440	435	37,5	860	550	16	9	24	184,27
10	1000	1010	1054	1078	1000	450	540	530	40	1060	670	24	9	24	204,79
12	1200	1212	1250	1280	1200	540	630	620	40	1270	800	24	11	26	328,7

Примечания: 1. Вентилятор может быть реверсирован, для чего следует перевернуть колесо и изменить направление вращения электродвигателя.

2. Вентиляторы изготавливаются из обычной стали, а также из разнородных металлов (обечайка — сталь, рабочее колесо — латунь).

Характеристики осевых вентиляторов О6-320 (МЦ) (рис. I.67)

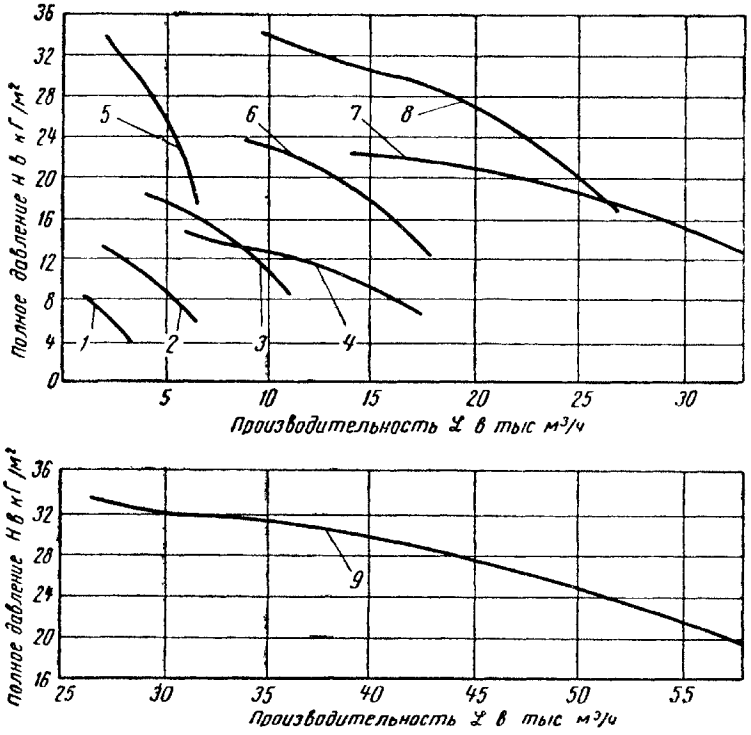


Рис. I.67. Характеристики осевых вентиляторов 06-320 (МЦ)

1 — № 4 (n=1400 *об/мин*, N=0,12 *квт*); *2* — № 5 (n=1400 *об/мин*, N=0,4 *квт*); *3* — № 6 (n=1410 *об/мин*, N=1 *квт*); *4* — № 8 (n=930 *об/мин*, N=1 *квт*); *5* — № 4 (n=2860 *об/мин*, N=1 *квт*); *6* — № 7 (n=1420 *об/мин*, N=1,7 *квт*); *7* — № 10 (n=950 *об/мин*, N=2,8 *квт*); *8* — № 8 (n=1440 *об/мин*, N=4,5 *квт*); *9* — № 12 (n=980 *об/мин*, N=7 *квт*)

Вентиляторы осевые У-12 № 12, 14, 16 и 20 предприятия УООП (рис. I.68, табл. I.22 и I.23)

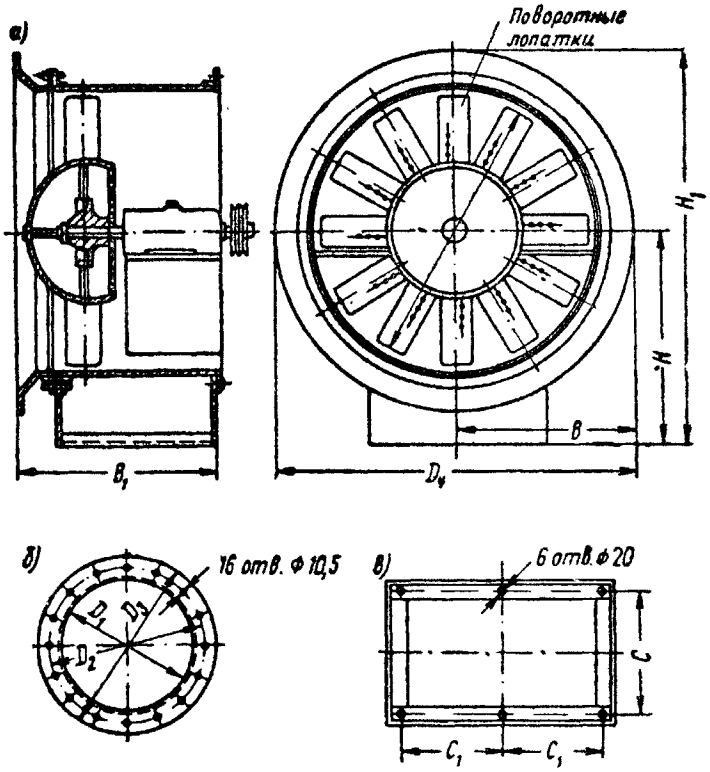


Рис. I.68. Вентиляторы осевые У-12 № 12, 14, 16 и 20 предприятия УООП Тульской области

а — схема вентилятора; *б* — фланец обечайки вентилятора; *в* — основание вентилятора

Таблица I.22

Вентиляторы осевые У-12 № 12, 14, 16 и 20 предприятия УООП Тульской области (рис. I.68)

№ вентилятора	Диаметр рабочего колеса D в *мм*	Размеры в *мм*										Вес без электродвигателя в *кг*
		D_1	D_2	D_3	D_4	C	C_1	b	b_1	H	H_1	
12	1200	1206	1267	1316	1616	332	215	808	743	810	1590	383,4
14	1400	1408	1467	1518	1818	432	225	909	763	910	1790	447,4
16	1600	1610	1667	1720	2020	532	235	1010	783	1010	1990	506
20	2000	2014	2067	2124	2424	732	255	1212	823	1210	2390	695,4

Примечание. Вентиляторы № 12 и 14 комплектуются шкивами для клиноременной передачи типа 5Б-405; вентиляторы № 16 и 20 — 6В-500.

Таблица 1.23

Таблица для подбора вентилятора У-12

Полное давление H в $кГ/м^2$	Обозначение	Производительность L в тыс. $м^3/ч$																				
		20	25	30	35	40		50		60			70		85		100		120	140	160	180	200
20	№ вентилятора	12	12	12	12	12	16	12	16	—	16	—	16	20	—	20	—	20	20	20	—	—	—
	θ в *град*	15	18	18	23	23	12	20	15	—	18	—	15	12	—	15	—	18	23	23	—	—	—
	n в *об/мин*	725	725	725	725	725	600	950	600	—	600	—	725	500	—	500	—	500	500	500	—	—	—
	$N_{уст}$ в *квт*	28	4,5	4,5	4,5	7	7	7	7	—	10	—	10	10	—	10	—	14	20	20	—	—	—
	η	0,58	0,6	0,61	0,62	0,62	0,58	0,6	0,6	—	0,61	—	0,58	0,58	—	0,6	—	0,6	0,62	0,62	—	—	—
	$N_{потр}$ в *квт*	2,2	2,7	3,1	3,6	4,1	5,4	5,3	6,3	—	7,6	—	7,7	7,7	—	9	—	10,5	12,3	14,3	—	—	—
25	№ вентилятора	12	12	12	12	12	16	12	16	—	16	20	16	20	16	20	16	20	20	20	20	—	—
	θ в *град*	18	20	23	18	20	15	18	12	—	20	12	23	15	20	18	23	20	23	20	23	—	—
	n в *об/мин*	725	725	725	850	850	600	1050	725	—	600	500	600	500	725	500	725	500	500	600	600	—	—
	$N_{уст}$ в *квт*	4,5	4,5	4,5	7	7	10	10	10	—	10	10	14	14	14	14	20	20	20	28	28	—	—
	η	0,54	0,58	0,6	0,61	0,62	0,58	0,59	0,58	—	0,61	0,58	0,62	0,58	0,61	0,6	0,62	0,61	0,62	0,61	0,61	—	—
	$N_{потр}$ в *квт*	3	3,5	4	46	5,1	6,7	6,7	6,8	—	7,3	8	9	9,6	11,1	11,2	12,8	13	15,3	18,2	20,8	—	—
30	№ вентилятора	12	12	12	12	12		12	16	12	16	20	16	20	16	20	16	20	20	20	20	—	—
	θ в *град*	12	15	18	20	18		23	12	20	15	15	18	18	20	18	20	15	18	20	23	—	—
	n в *об/мин*	850	850	850	850	950		950	725	1150	725	500	725	500	725	500	850	600	600	600	600	—	—
	$N_{уст}$ в *квт*	4,5	4,5	7	7	7		10	10	14	14	14	14	14	20	20	20	20	28	28	28	—	—
	η	0,55	0,58	0,6	0,61	0,61		0,62	0,59	0,6	0,59	0,55	0,61	0,57	0,62	0,6	0,6	0,6	0,61	0,62	0,62	—	—
	$N_{потр}$ в *квт*	3,5	4,1	4,7	5,5	6,3		7,7	8	9,5	9,7	10,4	10,9	11,7	13,1	13,5	13,8	15,8	18,7	21, 5	246	—	—
35	№ вентилятора	12	12	12	12	12		12	16	12	16	20	16	20	16	20	16	20	20	20	20	20	20
	θ в *град*	18	18	15	12	20		20	15	18	12	12	18	12	18	15	20	12	20	23	18	20	23
	n в *об/мин*	850	850	950	1150	950		1050	725	1250	850	600	725	600	850	600	850	700	600	600	725	725	725
	$N_{уст}$ в *квт*	7	7	7	7	10		10	14	14	14	14	14	14	20	20	20	20	28	40	40	40	55
	η	0,51	0,53	0,59	0,58	0,61		0,62	0,58	0,61	0,58	0,55	0,61	0,58	0,61	0,59	0,61	0,58	0,61	0,62	0,6	0,6	0,61
	$N_{потр}$ в *квт*	4,4	5,3	5,7	6,7	7,3		8,9	9,5	10,9	11,5	12,1	12,7	13,4	15,5	16	18,2	19,1	21,8	25,1	29,6	33,2	36,3
40	№ вентилятора	12	12	12	12	12		12	16	12	16	20	16	20	16	20	20	20	20	20	20	20	20
	θ в *град*	12	15	18	12	12		18	15	23	18	12	20	15	23	15	18	18	20	23	20	23	23
	n в *об/мин*	950	950	950	1050	1250		1150	725	1150	725	600	725	600	725	600	950	600	600	600	700	700	700
	$N_{уст}$ в *квт*	7	7	10	10	10		14	14	14	20	20	20	20	20	20	28	28	28	40	40	55	55
	$N_{потр}$ в *квт*	0,5	0,55	0,58	0,59	0,58		0,61	0,58	0,62	0,59	0,54	0,61	0,56	0,62	0,58	0,6	0,6	0,61	0,62	0,62	0,62	0,61
		5,1	5,8	6,6	7,5	8,8		10,4	10,9	12,3	12,9	14,1	14,6	15,9	17,4	18,6	21,1	21,1	25	28,7	32,7	36,7	41,5

Полное давление H в кГ/м²	Обозначение	Производительность L в тыс. м³/ч																				
		20	25	30	35	40	50		60			70		85		100		120	140	160	180	200
45	№ вентилятора	12	12	12	12	12	12	16	12	16	20	16	20	16	20	16	20	20	20	20	20	20
	θ в *град*	12	12	15	12	18	23	12	20	20	15	15	15	18	18	18	12	15	18	20	23	23
	n в *об/мин*	1050	1050	1050	1250	1050	1050	850	1250	725	600	850	600	850	600	950	725	725	725	725	700	750
	$N_{уст}$ в *квт*	7	7	10	10	14	14	14	20	20	20	20	20	28	28	28	28	40	40	55	55	55
	η	0,5	0,55	0,58	0,59	0,6	0,62	0,58	0,61	0,58	0,52	0,6	0,54	0,61	0,56	0,61	0,59	0,6	0,6	0,62	0,62	0,62
	$N_{потр}$ в *квт*	5,7	6,5	7,4	8,5	9,6	11,5	12,3	14	14,7	16,4	16,7	18,5	20	21,7	23,3	24,1	28,6	33,5	37	41,5	46
50	№ вентилятора	12	12	12	12	12	12	16	12	16	—	16	20	16	20	16	20	20	20	20	20	20
	θ в *град*	12	15	12	15	20	20	12	23	15	—	18	12	20	12	23	15	15	18	20	23	23
	n в *об/мин*	1050	1050	1150	1150	1050	1150	850	1150	850	—	850	700	850	700	850	700	725	725	725	725	725
	$N_{уст}$ в *квт*	7	10	10	10	14	20	20	20	20	—	28	28	28	28	40	40	40	55	55	55	75
	η	0,5	0,53	0,58	0,59	0,6	0,61	0,56	0,62	0,58	—	0,6	0,55	0,61	0,58	0,62	0,59	0,6	0,61	0,62	0,62	0,62
	$N_{потр}$ в *квт*	6,4	7,6	8,2	9,4	10,6	13	14,1	15,3	16,4	—	8,5	20,2	22,1	23,3	25,5	26,9	31,7	36,5	41	46	51
55	№ вентилятора	—	12	12	12	12	12	16	12	16	—	16	20	16	20	16	20	20	20	20	20	—
	θ в *град*	—	12	15	15	15	20	15	20	12	—	18	12	20	12	23	15	18	18	20	23	—
	n в *об/мин*	—	1150	1150	1150	1250	1150	850	1250	950	—	850	700	850	725	850	725	700	725	725	725	—
	$N_{уст}$ в *квт*	—	10	10	14	14	20	20	20	20	—	28	28	28	28	40	40	40	55	55	75	—
	η	—	0,5	0,56	0,59	0,59	0,61	0,55	0,62	0,58	—	0,59	0,54	0,61	0,58	0,62	0,59	0,6	0,61	0,62	0,62	—
	$N_{потр}$ в *квт*	—	8,8	9,3	10,3	11,9	**14,3**	15,8	16,9	18	—	20,7	22,6	24,4	25,6	28,1	29,5	35	40	45,1	50,6	—
60	№ вентилятора	—	—	12	12	12	12	16	12	16		16	20	16	20	16	20	20	20	20	20	—
	θ в *град*	—	—	12	18	15	18	18	23	18		20	12	18	15	20	15	18	20	23	23	—
	n в *об/мин*	—	—	1250	1150	1250	1250	850	1250	850		850	700	950	700	950	725	725	725	700	750	—
	$N_{уст}$ в *квт*	—	—	14	14	14	20	20	28	28		28	28	40	40	40	40	55	55	75	75	—
	η	—	—	0,56	0,56	0,59	0,61	0,52	0,62	0,55		0,58	0,53	0,6	0,55	0,62	0,58	0,6	0,61	0,62	0,62	—
	$N_{потр}$ в *квт*	—	—	10,2	11,8	12,9	15,6	18,3	18,4	20,8		23	25,1	30	29,5	30,6	32,8	38	43,8	49	55,1	—
65	№ вентилятора	—	—	—	12	12	12	16	12	16		16	20	16	20	16	20	20	20	20	20	—
	θ в *град*	—	—	—	15	18	23	12	23	15		15	12	18	15	20	18	18	20	23	23	—
	n в *об/мин*	—	—	—	1250	1250	1150	950	1250	950		950	725	950	725	950	700	725	725	725	750	—
	$N_{уст}$ в *квт*	—	—	—	14	20	20	20	23	28		28	28	40	40	40	55	55	55	75	75	—
	η	—	—	—	0,58	0,58	0,6	0,54	0,62	0,56		0,58	0,52	0,6	0,55	0,62	0,55	0,59	0,61	0,62	0,62	—
	$N_{потр}$ в *квт*	—	—	—	12,4	14,3	17,1	19,3	20	22		4,9	27,8	32,2	32	33,2	37,5	41,8	47,5	53,2	59,8	—
70	№ вентилятора	—	—	—	—	—	12	16	12	16		16	20	16	20	16	20	20	20	20	—	—
	θ в *град*	—	—	—	—	—	20	15	23	15		18	15	20	15	23	18	20	20	23	—	—
	n в *об/мин*	—	—	—	—	—	1250	950	1250	950		950	725	950	750	950	725	725	750	725	—	—
	$N_{уст}$ в *квт*	—	—	—	—	—	20	28	28	28		40	40	40	40	55	55	55	75	75	—	—
	η	—	—	—	—	—	0,6	0,52	0,62	0,55		0,58	0,5	0,6	0,53	0,62	0,55	0,58	0,6	0,62	—	—
	$N_{потр}$ в *квт*	—	—	—	—	—	18,4	21,3	21,5	24,2		29,5	31,1	31,5	35,7	35,7	40,4	46	52	57,4	—	—
	№ вентилятора	12	12	12	12	12	12		12			—		—		—		—	—	—	—	—
	$H_{дин}$ в *кГ/м²*	2,7	4,2	5,8	8	10,5	16,4		23,6			—		—		—		—	—	—	—	—
	$v_{омет}$ в *м/сек*	6,6	8,2	9,8	11,4	13,1	16,4		19,7			—		—		—		—	—	—	—	—
	№ вентилятора	—	—	—	—	16	16		16			16		16		16		—	—	—	—	—
	$H_{дин}$ в *кГ/см²*	—	—	—	—	3,3	5,2		7,5			10,2		15		20,6		—	—	—	—	—
	$v_{омет}$ в *м/сек*	—	—	—	—	7,4	9,2		11,1			12,9		15,6		18,4		—	—	—	—	—
	№ вентилятора	—	—	—	—	—	—		20			20		20		20		20	20	20	20	20
	$H_{дин}$ в *кГ/м²*	—	—	—	—	—	—		3,1			4,2		6,1		8,4		12,2	16,7	21,6	27,4	33,6
	$v_{омет}$ в *м/сек*	—	—	—	—	—	—		7,1			8,3		10		11,8		14,1	16,5	18,8	21,2	23,5

Примечание. θ — угол установки лопаток; n — номинальное число оборотов вентилятора; $N_{уст}$ — мощность устанавливаемого электродвигателя; η — к. п. д вентилятора; $N_{потр}$ — потребляемая мощность на валу двигателя; $H_{дин}$ — динамическое давление, развиваемое вентилятором; $v_{омет}$ — средняя скорость в ометаемой площади вентилятора.

I.3. ВЕНТИЛЯТОРЫ КРЫШНЫЕ

Характеристики крышных центробежных вентиляторов (рис. I.69)

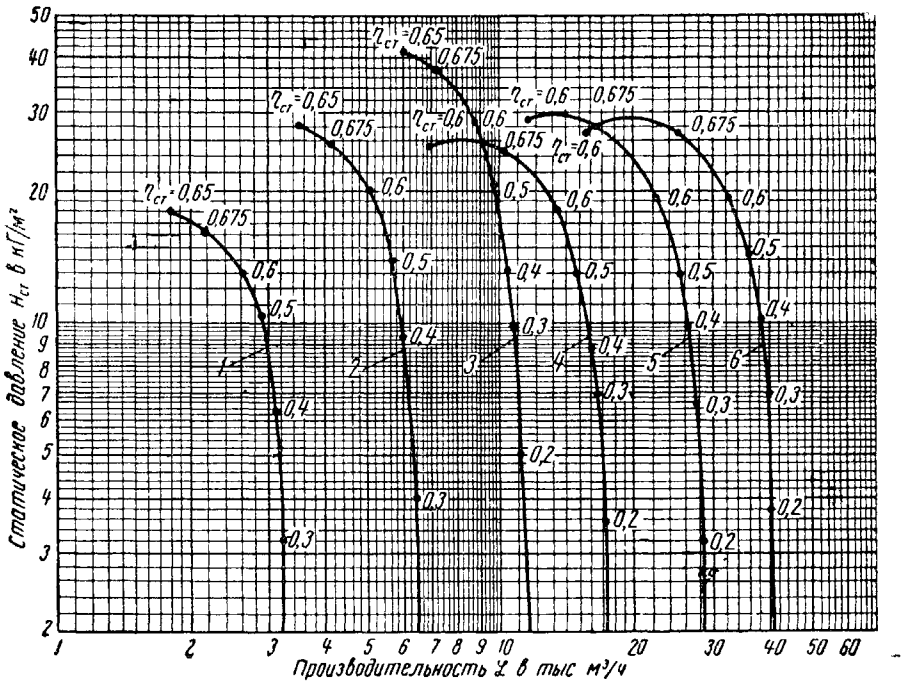


Рис. I.69. Характеристики крышных центробежных вентиляторов
1 — КЦ3-90 № 4, *n*=930 *об/мин*; *2* — КЦ3-90 № 5, *n*=9300 *об/мин*; *3* — КЦ3-90 № 6, *n*=930 *об/мин*; *4* — № 8-В, *n*=570 *об/мин*; *5* — № 10-В, *n*=480 *об/мин*; *6* — № 12-В, *n*=400 *об/мин*

Вентиляторы крышные центробежные КЦ3-90 № 4, 5 и 6 (рис. I.70, табл. I.24)

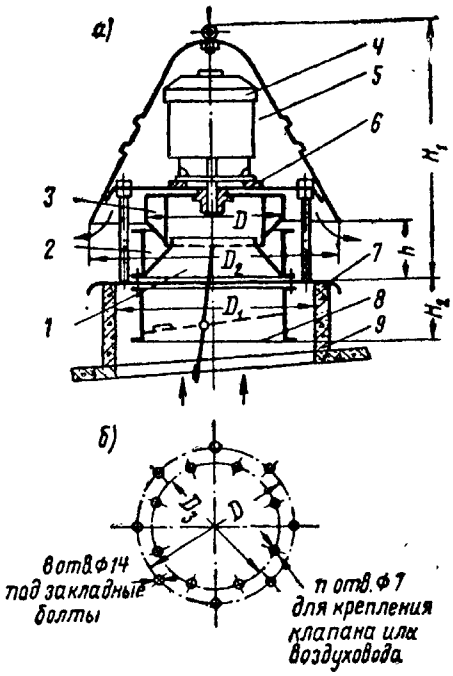


Рис. I.70. Вентиляторы крышные центробежные КЦ3-90 № 4, 5 и 6
а — схема вентилятора; *б* — план расположения отверстий под присоединительные болты; *1* — входной патрубок; *2* — защитный цилиндр; *3* — рабочее колесо; *4* — электродвигатель; *5* — колпак; *6* — рама; *7* — основание; *8* — самооткрывающийся клапан; *9* — железобетонный стакан

Таблица I.24

Вентиляторы крышные центробежные КЦ3-90 № 4, 5 и 6 (рис. I.70)

№ вентилятора	Размеры в *мм*								Вес в *кг*
	D	D_1	D_2	D_3	H_1	H_2	*h*	*n*	
4	400	772	750	435	745	250	210	6	106
5	500	772	940	535	825	235	250	8	125
6	600	772	1128	635	950	280	310	8	154

Таблица I.25

Вентиляторы крышные центробежные № 8-в, 10-в и 12-в (рис. I.71)

№ вентилятора	Размеры в *мм*						Вес в *кг*
	D	D_1	D_2	H_1	H_2	*h*	
8-в	800	1072	1580	1060	400	250	360
10-в	1000	1522	2000	1350	515	330	580
12-в	1200	1522	2400	1470	450	370	690

Таблица I.26

Технические данные крышных центробежных вентиляторов

Технические данные	Вентиляторы					
	типа КЦ3-90			виброизолированные		
	№ вентиляторов					
	4	5	6	8-в	10-в	12-в
Рабочее колесо:						
диаметр в *мм*	400	500	600	800	1000	1200
скорость вращения в *об/мин*	915	930	950	570	480	400
окружная скорость в *м/сек*	19,5	24,3	29,2	24	25	25
производительность вентилятора при работе без сети воздуховодов (при $H_{ст}$ =0) в $м^3/ч$	3200	6500	11 800	17 500	28 500	40 500
потребляемая мощность в *квт*	0,16	0,5	1,2	1,1	2	3

Продолжение табл. I.26

Технические данные	Вентиляторы					
	типа КЦ3-90			виброизолированные		
	№ вентиляторов					
	4	5	6	8-в	10-в	12-в
Электродвигатель:						
тип	АО2-11-6	АО2-21-6	АО2-31-6	АО2-31-4ВМС	АО2-41-4ВМС	АО2-42-4ВМС
исполнение	Ф2	Ф2	Ф2	Ш2	Ш2	Ш2
мощность в *квт*	0,4	0,8	1,5	1,5	3	4
скорость вращения в *об/мин*	915	930	950	1430	1440	1440

Вентиляторы крышные центробежные № 8-в, 10-в и 12-в (рис. I.71, табл. I.25). Технические данные крышных центробежных вентиляторов (табл. I.26)

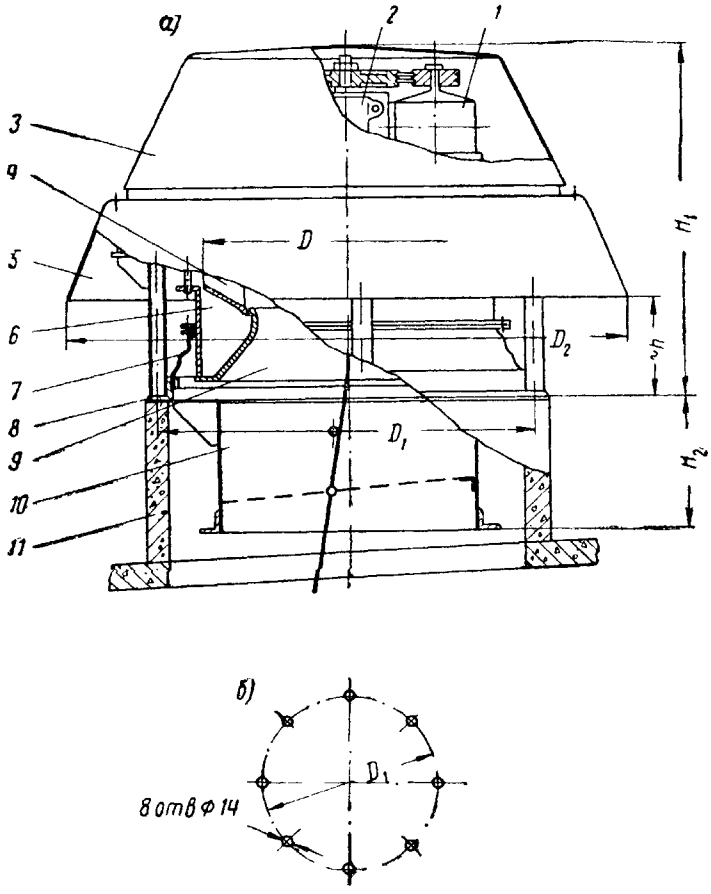


Рис. I.71. Вентиляторы крышные центробежные № 8-в, 10-в, 12-в

а — схема вентилятора; *б* — план расположения отверстий под присоединительные болты; *1* — электродвигатель; *2* — корпус подшипника; *3* — крышка; *4* — рабочее колесо; *5* — кожух; *6* — защитный цилиндр; *7* — мягкая вставка; *8* — основание; *9* — входной патрубок; *10* — самооткрывающийся клапан; *11* — железобетонный стакан

Характеристики крышных осевых вентиляторов с колесом Ц3-04 (рис. I.72)

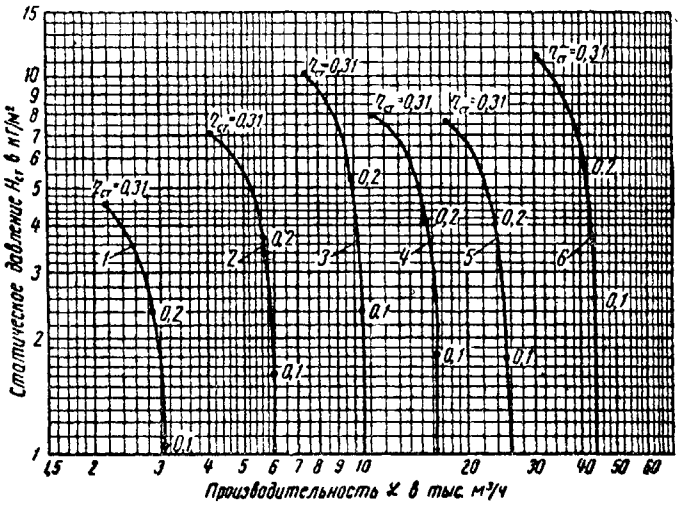


Рис. I.72. Характеристики крышных осевых вентиляторов с колесом Ц3-04

1 — № 4, *n*=1410 *об/мин*; *2* — № 5, *n*=1410 *об/мин*; *3* — № 6, *n*=1410 *об/мин*; *4* — № 8-в, *n*=930 *об/мин*; *5* — № 12-в, *n*=735 *об/мин*

Таблица I.27

Вентиляторы крышные осевые Ц3-04 № 4, 5 и 6 (рис. I.73)

№ вентилятора	Размеры в *мм*					Вес в *кг*
	D	D_1	D_2	*H*	*h*	
4	400	772	800	1255	975	67
5	500	7/2	1000	1410	1060	81
6	600	772	1200	1510	1090	0

Вентиляторы крышные осевые с колесом Ц3-04 № 4, 5 и 6 (рис. I.73, табл. I.27)

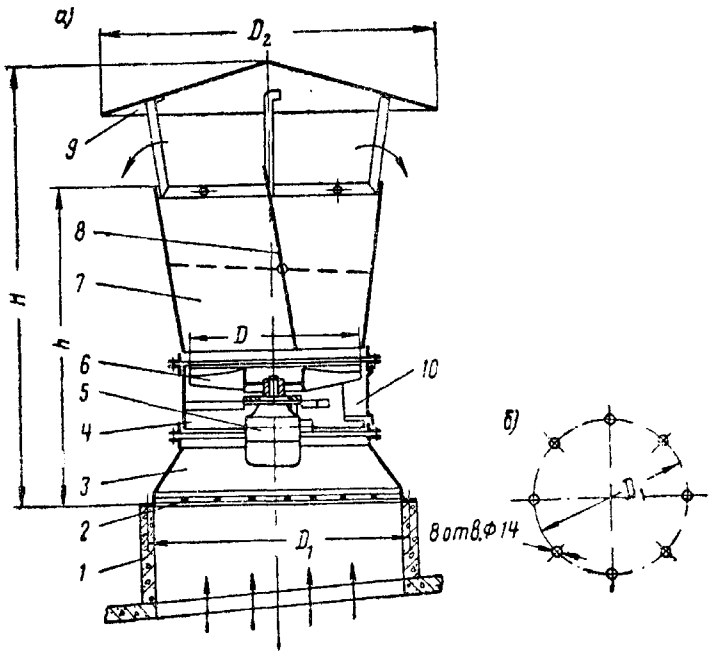


Рис. I.73. Вентиляторы крышные осевые с колесом Ц3-04 № 4, 5 и 6

а — схема вентилятора; *б* — план расположения отверстий под присоединительные болты; *1* — железобетонный стакан; *2* — предохранительная решетка; *3* — коллектор; *4* — корпус; *5*$_а$ — электродвигатель; *6* — рабочее колесо; *7* — диффузор; *8* — самооткрывающийся клапан; *9* — зонт; *10* — люк

Вентиляторы крышные осевые с колесом гипа № 8-в и 12-в (рис. I.74, табл. I.28). Технические данные крышных осевых вентиляторов с колесом Ц3-04 (табл. I.29)

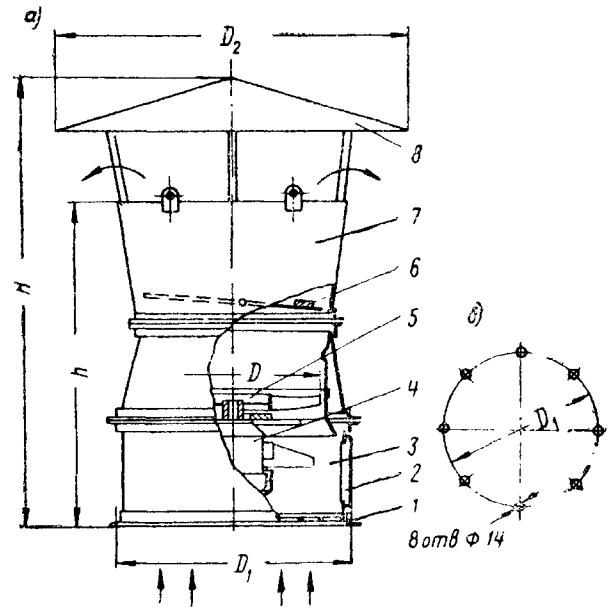


Рис. I.74. Вентиляторы крышные осевые с колесом № 8-в и 12-в

а — схема вентилятора; *б* — план расположения отверстий под присоединительные болты; *1* — предохранительная решетка; *2* — люк; *3* — основание; *4* — электродвигатель; *5* — рабочее колесо; *6* — самооткрывающийся клапан; *7* — диффузор; *8* — зонт

Таблица I.28

Вентиляторы крышные осевые с колесом № 8-в и 12-в (рис. I.74)

Вентилятор Ц3-04	Размеры в *мм*					Вес в *кг*
	D	D_1	D_2	*H*	*h*	
8-в	800	1072	1600	2115	1555	280
12-в	1200	1522	2400	2985	2145	668

Аэратор поворотный ПАМ-24 производительностью 24 000 *м*^{3}/*ч* (рис. I.75)

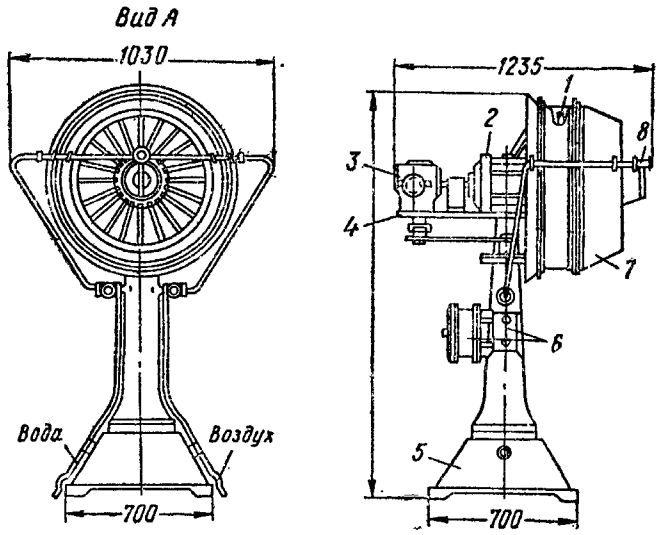


Рис. I.75. Аэратор поворотный ПАМ-24 производительностью 24 000 *м*^{3}/*ч*

1 — рабочее колесо; *2* — электродвигатель; *3* — редуктор; *4* — стол поворотный; *5* — направляющий аппарат; *6* — кнопочный пуск; *7* — направляющий аппарат; *8* — форсунка

Таблица I.29

Технические данные крышных осевых вентиляторов с колесом Ц3-04

Технические данные	Показатели вентиляторов				
	№ 4	№ 5	№ 6	№ 8-в	№ 12-в
				виброизолированные	
Рабочее колесо: диаметр в *мм*	400	500	600	800	1200
скорость вращения в *об/мин* . .	1410	1410	1410	930	735
окружная скорость в *м/сек*	29,5	36,6	44,3	39	46,2
производительность вентилятора при работе без сети воздуховодов (при $H_{ст}$=0) в *м*^{3}/*ч* . . .	3500	6000	11 000	17 000	44 000
максимальная потребляемая мощность в *квт*	0,1	0,3	0,7	0,9	3,2
Электродвигатель: тип	АО31-4 Ф2	АО31-4 Ф2	АО32-4 Ф2	АО2-31-6ВМС Ф2	АО2-52-8ВМС Ф2
исполнение . мощность в *квт* . . .	0,6	0,6	1	1,1	4
число оборотов в 1 *мин*	1410	1410	1410	930	735

Приложение II

КАЛОРИФЕРЫ

Калориферы КВБ, КФС, КФБ, КФСО, КФБО, СТД 3009В, СТД 3010В, КМС и КМБ стальные имеют приварные крышки, неразъемный корпус и подвергаются оцинковке. Рабочее давление теплоносителя 8 *кГ/см*². Сопротивление проходу воды определяется по данным гл. 13. При подборе следует уточнить номера выпускаемых калориферов.

II.1. КАЛОРИФЕРЫ КВБ

Калориферы КВБ (рис. II.1,*а*; табл. II.1—II.4) пластинчатые одноходовые средней модели имеют по направлению движения воздуха три ряда трубок с зигзагообразным расположением. Оси трубок смещены на 0,5 диаметра трубок.

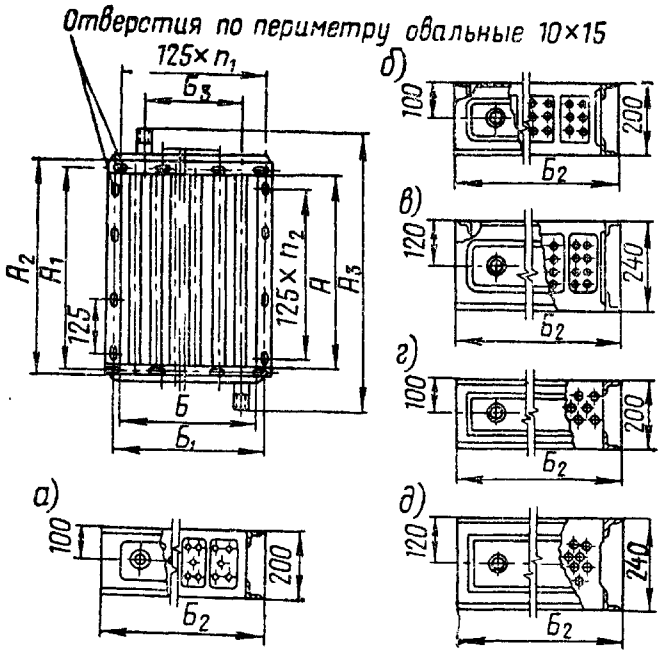


Рис. II.1. Калориферы

а — КВБ; *б* — КФС; *в* — КФБ; *г* — КФСО; *д* — КФБО

Таблица II.1

Технические данные калориферов КВБ

Модель и номер калорифера	Поверхность нагрева в *м*²	Живое сечение в *м*²		Вес в *кг*
		по воздуху	по теплоносителю	
КВБ-2	9,9	0,115	0,0046	51,41
КВБ-3	13,2	0,154	0,0061	66,76
КВБ-4	16,7	0,195	0,0061	81,29
КВБ-5	20,9	0,244	0,0076	101,2
КВБ-6	25,3	0,295	0,0076	119,32
КВБ-7	30,4	0,354	0,0092	144,36
КВБ-8	35,7	0,416	0,0092	165,498
КВБ-9	41,6	0,486	0,0107	190,538
КВБ-10	47,8	0,558	0,0107	216,102
КВБ-11	54,6	0,638	0,0122	245,912

Таблица II.2

Конструктивные размеры калориферов КВБ

Модель и номер калорифера	Размеры в *мм*								Трубная резьба штуцера в дюймах	n_1	n_2
	А	$А_1$	$А_2$	$А_3$	*Б*	$Б_1$	$Б_2$				
КВБ-2	560	600	620	760	360	390	412	290	1¼	3	4
КВБ-3	560	600	620	780	480	510	532	390	1½	4	4
КВБ-4	710	750	770	930	480	510	532	390	1½	4	5
КВБ-5	710	750	770	930	600	640	662	520	2	5	5
КВБ-6	860	900	920	1080	600	640	662	520	2	5	6
КВБ-7	860	900	920	1100	720	760	782	630	2½	6	6
КВБ-8	1010	1050	1080	1250	720	760	782	630	2½	6	7
КВБ-9	1010	1050	1080	1250	840	880	902	750	2½	7	7
КВБ-10	1160	1200	1230	1400	840	880	902	750	2½	7	9
КВБ-11	1160	1200	1230	1400	960	1010	1032	870	3	8	9

Таблица II.3

Коэффициенты теплопередачи *К* в *ккал/м² · ч · град* калориферов КВБ

Теплоноситель	Скорость движения теплоносителя по трубкам $v_т$ в *м/сек*	Весовая скорость воздуха в живом сечении v_γ в *кг/м²·сек*											
		3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Пар	—	22,6	24,9	27,0	28,6	30,1	31,6	33,0	34,2	35,3	36,7	37,8	38,7
Вода	0,02	12,5	13,2	13,9	14,4	14,9	15,2	15,6	16,0	16,4	16,7	17,0	17,3

Продолжение табл. II.3

Теплоноситель	Скорость движения теплоносителя по трубкам $v_т$ в *м/сек*	Весовая скорость воздуха в живом сечении v_γ в *кг/м²·сек*											
		3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Вода	0,03	13,2	14,0	14,7	15,4	15,9	16,4	16,9	17,2	17,6	17,9	18,2	18,5
	0,04	13,8	14,7	15,5	16,2	16,9	17,4	17,9	18,4	18,8	19,1	19,5	19,8
	0,05	14,4	15,3	16,2	17,0	17,6	18,2	18,8	19,4	19,8	20,1	20,5	20,9
	0,06	14,8	15,9	16,9	17,6	18,4	19,0	19,6	20,1	20,7	21,0	21,4	21,9
	0,07	15,2	16,5	17,5	18,3	19,0	19,6	20,2	20,7	21,3	21,9	22,4	22,8
	0,08	15,5	16,9	18,0	18,9	19,5	20,2	20,9	21,5	22,0	22,5	23,0	23,5
	0,09	16,0	17,4	18,5	19,4	20,1	20,8	21,6	22,2	22,8	23,4	23,9	24,4
	0,1	16,4	17,8	18,9	19,9	20,6	21,2	22,0	22,7	23,4	24,0	24,6	25,0
	0,2	18,5	20,1	21,3	22,6	23,8	24,8	25,7	26,6	27,3	28,0	28,7	29,3
	0,3	19,6	21,3	22,9	24,4	25,2	26,7	27,3	28,8	29,7	30,4	31,2	32,0
	0,4	20,0	22,1	23,8	25,4	26,6	28,1	29,8	30,3	31,8	32,4	33,5	34,2
	0,5	20,6	22,8	24,6	26,8	27,6	29,2	30,1	31,6	32,7	33,8	34,8	35,7
	0,6	21,2	23,4	24,9	27,0	28,2	29,9	31,0	32,5	33,3	34,8	35,6	36,6

Примечание. Табл. II.3 составлена по формулам: $K=15{,}3\,(v\gamma)^{0{,}351}$ *ккал/ч · м² · град* (при паре); $K=18{,}5\,(v\gamma)^{0{,}257}\cdot v_т^{0{,}192}$ *ккал/ч · м² · град* при $v_т=0{,}03$—$0{,}25$; $K=15{,}3\,(v\gamma)^{0{,}34}\times v_т^{0{,}149}$ *ккал/ч · м² · град* при $v_т=0{,}25$—1 *м/сек* (при воде).

Таблица II.4

Сопротивление проходу воздуха H в *кГ/м²* калориферов КВБ

Весовая скорость воздуха в живом сечении $v\gamma$ в *кг/м²сек*	4	6	8	10	12	14
Сопротивление H	1,6	3,2	4,9	7,2	10,1	13,5

Примечание. Табл. II.4 составлена по формуле $H=0{,}153\,(v\gamma)^{1{,}69}$ *кГ/м²* (при одном ряде калориферов).

II.2. КАЛОРИФЕРЫ КФС

Калориферы КФС (рис. II.1, *б*; табл. II.5—II.8) пластинчатые одноходовые средней модели имеют по направлению движения воздуха три ряда трубок с коридорным расположением.

Промышленностью освоен выпуск калориферов КЗПП (КЗПП-2—КЗПП-11), представляющих собой модификацию калориферов КФС. Коэффициенты теплопередачи, аэродинамические сопротивления и технические данные соответствуют калориферам КФС.

Таблица II.5

Технические данные калориферов КФС

Модель и номер калорифера	Поверхность нагрева в *м²*	Живое сечение в *м²*		Вес в *кг*
		по воздуху	по теплоносителю	
КФС-2	9,9	0,115	0,0046	57,03
КФС-3	13,2	0,154	0,0061	71,22
КФС-4	16,7	0,195	0,0061	80,75
КФС-5	20,9	0,244	0,0076	100,4
КФС-6	25,3	0,295	0,0076	118,62

Продолжение табл. II.5

Модель и номер калорифера	Поверхность нагрева в *м²*	Живое сечение в *м²*		Вес в *кг*
		по воздуху	по теплоносителю	
КФС-7	30,4	0,354	0,0092	143,30
КФС-8	35,7	0,416	0,0092	164,41
КФС-9	41,6	0,486	0,0107	189,93
КФС-10	47,8	0,558	0,0107	215,04
КФС-11	54,6	0,638	0,0122	244,45

Таблица II.6

Конструктивные размеры калориферов КФС

Модель и номер калорифера	Размеры в *мм*								Трубная резьба штуцера в дюймах	n_1	n_2
	A	A_1	A_2	A_3	$Б$	$Б_1$	$Б_2$	$Б_3$			
КФС-2	560	600	620	760	360	390	424	290	1¼	3	4
КФС-3	560	600	620	780	480	510	544	390	1½	4	4
КФС-4	710	750	770	930	480	510	544	390	1½	4	5
КФС-5	710	750	770	930	600	640	662	520	2	5	5
КФС-6	860	900	920	1080	600	640	662	520	2	5	6
КФС-7	860	900	920	1100	720	760	782	630	2½	6	6
КФС-8	1010	1050	1080	1250	720	760	782	630	2½	6	7
КФС-9	1010	1050	1080	1250	840	880	902	750	2½	7	7
КФС-10	1160	1200	1230	1400	840	880	902	750	2½	7	9
КФС-11	1160	1200	1230	1400	960	1010	1032	870	2	8	9

Таблица II.7

Коэффициенты теплопередачи K в *ккал/м² · ч · град* калориферов КФС

Теплоноситель	Скорость движения теплоносителя по трубкам $v_т$ в *м/сек*	Весовая скорость воздуха в живом сечении $v\gamma$ в *кг/м²сек*											
		3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Пар	—	18,2	20,1	21,8	23,3	24,8	25,9	27,4	28,1	29,4	30	31	31,8
Вода	0,02	10,9	11,7	12,3	12,8	13,4	13,8	14,2	14,6	14,9	15,2	15,5	15,9
	0,03	11,1	12	12,7	13,3	13,8	14,4	14,7	15,1	15,5	15,9	16,3	16,6
	0,04	11,4	12,3	13	13,6	14,3	14,8	15,2	15,6	16,1	16,5	16,9	17,3
	0,05	11,8	12,7	13,5	14,1	14,8	15,4	15,9	16,4	16,9	17,3	17,7	18,1
	0,06	12	13	13,9	14,5	15,2	15,9	16,4	16,9	17,5	17,9	18,3	18,8
	0,07	12,3	13,3	14,2	14,9	15,7	16,4	16,9	17,4	18	18,5	19	19,4
	0,08	12,6	13,7	14,6	15,3	16,1	16,8	17,6	18,1	18,6	19,1	19,6	20,1
	0,09	12,8	14	14,9	15,7	16,6	17,3	18,1	18,6	19,1	19,7	20,2	20,7
	0,1	13,1	14,3	15,3	16,1	17	17,8	18,6	19,1	19,7	20,2	20,8	21,4
	0,2	14,7	16,4	17,6	18,7	19,9	20,9	21,7	22,5	23,3	24	24,9	25,6
	0,3	15,5	17,3	18,7	19,8	21,2	22,2	23,2	24	24,9	25,7	26,7	27,4
	0,4	16	17,8	19,5	20,6	22,1	23,2	24,2	25,1	26	26,9	28	28,7
	0,5	16,2	18,1	19,8	21	22,4	23,7	25	26	27	28	29	29,8
	0,6	16,4	18,4	20,1	21,5	22,9	24,2	25,4	26,6	27,7	28,8	29,8	30,5
	0,8	16,6	18,8	20,6	22,1	23,5	25	26,1	27,4	28,2	29,7	30,5	31,6

Примечание. Табл. II.7 составлена по формулам: $K=12{,}1\ (v\ \gamma)^{0{,}366}$ *ккал/м² · ч · град* (при паре); $K=14{,}1\ (v\gamma)^{0{,}289} \cdot v_т^{0{,}158}$ *ккал/м² · ч · град* при $v_т=0{,}03—0{,}25$ *м/сек*, $K=11{,}1\ (v\gamma)^{0{,}393} \times v_т^{0{,}106}$ *ккал/м² · ч · град* при $v_т=0{,}25—1$ *м/сек* (при воде).

Таблица II.8

Сопротивление проходу воздуха H в *кГ/м²* калориферов КФС

Весовая скорость воздуха в живом сечении $v\gamma$ в *кг/м² сек*	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Сопротивление H	0,9	1,4	2,1	2,9	3,8	4,8	5,8	7	8,3	9,7	11,1	12,8

Примечание. Табл. II.8 составлена по формуле $H=0{,}122\ (v\gamma)^{1,\,76}$ (при одном ряде калориферов).

II.3. КАЛОРИФЕРЫ КФБ

Калориферы КФБ (рис. II.1, *в*; табл. II.9—II.12) пластинчатые одноходовые большой модели имеют по направлению движения воздуха 4 ряда трубок с коридорным расположением.

Промышленностью освоен выпуск калориферов К4ПП (К4ПП-2—К4ПП-11), представляющих собой модификацию калориферов КФБ. Предусмотрены съемные боковые щитки. Коэффициенты теплопередачи, аэродинамические сопротивления и технические данные соответствуют калориферам КФБ.

Таблица II.9

Технические данные калориферов КФБ

Модель и номер калорифера	Поверхность нагрева в *м²*	Живое сечение в *м²*		Вес в *кг*
		по воздуху	по теплоносителю	
КФБ-2	12,7	0,115	0,0061	66,97
КФБ-3	16,9	0,154	0,0082	87,17
КФБ-4	21,4	0,195	0,0082	106,52
КФБ-5	26,8	0,244	0,0102	132,44
КФБ-6	32,4	0,295	0,0102	156,8
КФБ-7	38,9	0,354	0,0122	189,55
КФБ-8	45,7	0,416	0,0122	218,18
КФБ-9	53,3	0,486	0,0143	253,51

Продолжение табл. II.9

Модель и номер калорифера	Поверхность нагрева в *м²*	Живое сечение в *м²*		Вес в *кг*
		по воздуху	по теплоносителю	
КФБ-10	61,2	0,558	0,0143	285,51
КФБ-11	69,9	0,638	0,0163	324,61

Таблица II.10

Конструктивные размеры калориферов КФБ

Модель и номер калорифера	Размеры в *мм*								Трубная резьба штуцера в дюймах	n_1	n_2
	A	A_1	A_2	A_3	$Б$	$Б_1$	$Б_2$	$Б_3$			
КФБ-2	560	600	620	760	360	390	424	290	$1^1/_2$	3	4
КФБ-3	560	600	620	780	480	510	544	390	2	4	4
КФБ-4	710	750	770	930	480	510	544	390	2	4	5
КФБ-5	710	750	770	930	600	640	662	520	2	5	5
КФБ-6	860	900	920	1080	600	640	662	520	2	5	6
КФБ-7	860	900	920	1100	720	760	782	630	$2^1/_2$	6	6
КФБ-8	1010	1050	1080	1250	720	760	782	630	$2^1/_2$	6	7
КФБ-9	1010	1050	1080	1250	840	880	902	750	3	7	7
КФБ-10	1160	1200	1230	1400	840	880	902	750	3	7	9
КФБ-11	1160	1200	1230	1420	960	1010	1032	870	3	8	9

Таблица II.11

Коэффициенты теплопередачи K в *ккал/м² · ч · град* калориферов КФБ

Теплоноситель	Скорость движения теплоносителя по трубкам $v_т$ в *м/сек*	Весовая скорость воздуха в живом сечении $v\gamma$ в *кг/м²сек*											
		3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Пар	—	15,7	17,9	19,5	21,2	22,5	24	26,2	26,3	27,3	28,4	29,6	30,3
Вода	0,02	10,4	11,3	12	12,6	13,2	13,7	14,2	14,6	15	15,4	15,7	16
	0,03	10,6	11,6	12,4	13,1	13,7	14,3	14,8	15,2	15,6	16,1	16,5	16,9
	0,04	10,9	11,9	12,7	13,4	14	14,7	15,1	15,6	16,1	16,6	17	17,5
	0,05	11,2	12,2	13,1	13,8	14,5	15,1	15,6	16,2	16,7	17,2	17,5	18,1
	0,06	11,4	12,5	13,4	14,2	14,9	15,5	16,1	16,7	17,2	17,8	18,1	18,8
	0,07	11,6	12,8	13,7	14,5	15,3	16	16,5	17,2	17,8	18,4	18,7	19,4
	0,08	11,8	13	14,1	14,9	15,7	16,5	17	17,7	18,3	19	19,4	20,1
	0,09	12,1	13,3	14,4	15,3	16,1	16,9	17,5	18,2	18,9	19,6	20	20,7
	0,1	12,3	13,6	14,7	15,6	16,5	17,3	18	18,8	19,4	20,2	20,6	21,4
	0,2	13,7	15,2	16,8	18	19,1	20,3	21,1	22,1	23	24	24,6	25,6
	0,3	14,3	16,2	17,7	19,1	20,3	21,5	22,5	23,6	24,5	25,7	26,4	27,4
	0,4	14,8	16,6	18,3	19,8	21,1	22,2	23,4	24,6	25,6	26,9	27,6	28,7
	0,5	15	17	18,8	20,1	21,7	22,9	24,1	25,4	26,5	27,6	28,5	29,7
	0,6	15,1	17,1	19	20,3	21,9	23,1	24,5	25,7	26,8	27,9	28,9	29,9
	0,8	15,2	17,4	19,3	20,8	22,2	23,8	25,1	26,4	27,4	28,8	29,9	30,8

Примечание. Табл. II.11 составлена по формулам:
$K=10\,(v\gamma)^{0,42}$ *ккал/м² · ч · град* (при паре); $K=12{,}4\,(v\gamma)^{0,331}\cdot v_т^{0,14}$ *ккал/м² · ч · град* при $v_т=0{,}03$— $0{,}25$ *м/сек*, $K=9{,}5\,(v\gamma)^{0,446}\times v_т^{0,094}$ *ккал/м² · ч · град*, при $v_т=0{,}25$—1 *м/сек* (при воде).

Таблица II.12

Сопротивление проходу воздуха H в *кГ/м²* калориферов КФБ

Весовая скорость воздуха в живом сечении $v\gamma$ в *кг/м² · сек.*	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Сопротивление H	1,2	1,9	2,8	3,8	5,0	6,2	7,7	9,2	10,8	12,7	14,6	16.3

Примечание. Табл. II.12 составлена по формуле $H=0{,}175\,(v\gamma)^{1,72}$ *кГ/м²* (при одном ряде калориферов).

II.4. КАЛОРИФЕРЫ КФСО

Калориферы КФСО (рис. II.1, *г*, табл. II.13—II.16) спирально-навивные одноходовые средней модели имеют по направлению движения воздуха три ряда трубок, расположенных в шахматном порядке.

Таблица II.13

Технические данные калориферов КФСО

Модель и номер калорифера	Поверхность нагрева в *м²*	Живое сечение в *м²*		Вес в *кг*
		по воздуху	по теплоносителю	
КФСО-2	9,77	0,0913	0,061	50,6
КФСО-3	13,43	0,12	0,0084	66
КФСО-4	17,06	0,153	0,0084	73,3
КФСО-5	21,71	0,167	0,0107	96,1
КФСО-6	26,29	0,227	0,0107	106
КФСО-7	30,05	0,271	0,0122	123,1
КФСО-8	35,28	0,318	0,0122	140
КФСО-9	41,89	0,375	0,0145	159,7
КФСО-10	48,22	0,431	0,0145	178,3
КФСО-11	55,84	0,497	0,0168	206

Таблица II.14

Конструктивные размеры калориферов КФСО

Модель и номер калорифера	Размеры в *мм*								Трубная резьба штуцера в дюймах	n_1	n_2
	A	A_1	A_2	A_3	$Б$	$Б_1$	$Б_2$	$Б_3$			
КФСО-2	560	600	624	760	360	390	412	290	$1^1/_4$	3	4
КФСО-3	560	600	624	780	480	510	532	390	$1^1/_5$	4	4
КФСО-4	710	750	780	930	494	510	532	390	$1^1/_2$	4	5
КФСО-5	710	750	780	930	624	640	662	520	2	5	5
КФСО-6	860	900	924	1080	624	625	662	520	2	5	6
КФСО-7	860	900	924	1100	722	760	782	630	$2^1/_2$	6	6
КФСО-8	1010	1050	1080	1250	710	760	782	630	$2^1/_2$	6	7
КФСО-9	1010	1050	1080	1250	840	880	902	750	$2^1/_2$	7	7
КФСО-10	1160	1200	1230	1400	840	880	902	750	$2^1/_2$	7	9
КФСО-11	1160	1200	1230	1420	970	1010	1032	870	3	8	9

Таблица II.15

Коэффициенты теплопередачи K в *ккал/м² · ч · град* калориферов КФСО

Теплоноситель	Скорость движения теплоносителя по трубкам $v_т$ в *м/сек*	Скорость воздуха в живом сечении $v\gamma$ в *кг/м²·сек*											
		3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Пар	—	25,8	29,3	32,4	35	37,5	39,7	41,8	43,8	45,7	47,5	49,2	50,9
Вода	0,02	14,9	16,4	17,6	18,6	19,4	20,2	20,8	21,5	22,2	22,8	23,5	24
	0,03	15,4	17	18,8	19,4	20,3	21,1	21,9	22,7	23,4	24,2	24,9	25,4
	0,04	15,9	17,6	19	20,1	21,1	22,1	22,9	23,8	24,6	25,4	26,1	26,8
	0,05	16,4	18,2	19,6	20,8	21,9	23	24	24,9	25,7	26,6	27,3	28,1
	0,06	17	18,8	20,3	21,6	22,8	24	25	26	26,8	27,8	28,6	29,4
	0,07	17,5	19,3	20,9	22,4	23,7	24,9	25,9	27	27,9	29	29,8	30,6
	0,08	17,8	19,8	21,5	23	24,5	25,7	26,8	27,9	28,9	30,1	30,9	31,8
	0,09	18,2	20,3	22,1	23,7	25,2	26,5	27,7	29	29,9	31,1	32,1	33
	0,1	18,7	20,8	22,7	24,4	25,9	27,3	28,5	29,8	30,8	32	33,1	34
	0,12	19,3	21,6	23,6	25,5	27	28,5	29,8	31,1	32,3	33,5	34,6	35,6
	0,14	20	22,3	24,5	26,4	28,1	29,6	31	32,4	33,6	34,9	36	37
	0,16	20,4	22,9	25,2	27,1	28,9	30,4	32	33,5	34,8	36,1	37,3	38,4
	0,18	20,7	23,4	25,7	27,8	29,6	31,4	32,9	34,4	35,7	37,2	38,4	39,6
	0,2	21,1	23,8	26,2	28,4	30,3	32,2	33,8	35,3	36,7	38,3	39,5	40,7
	0,25	21,4	24,6	27,2	29,5	31,7	33,6	35,4	37,2	38,8	40,4	42	43,4
	0,3	22	25,3	28	30,5	32	35	36,9	38,8	40,5	42,3	43,9	45,5
	0,35	22,5	25,8	28,8	31,4	33,8	35,9	38,1	40,1	42	44	45,6	47,4
	0,4	22,8	26,2	29,4	32,2	34,7	37	39,2	41,4	43,3	45,3	47,2	48,9
	0,5	23,2	26,8	30,1	33	35,6	38,1	40,3	42,7	44,7	47	48,9	50,8
	0,6	23,5	27,2	30,6	33,6	36,4	39	41,4	43,9	46,1	48,4	50,3	52,3
	0,8	23,8	27,7	31,3	34,5	37,4	40	42,7	45,2	47,7	50	52,2	54,2
	1	24	28	31,6	35	38	40,7	43,5	46,3	48,6	51,2	53,4	55,4

Примечание. Табл. II.15 составлена по формулам: $K=16\,(v\gamma)^{0,439}$ *ккал/ч · м² · град* (при паре); $K=19{,}4\,(v\gamma)^{0,384}\cdot v_т^{0,201}$ *ккал/м² · ч · град* при $v_т=0{,}02$—$0{,}25$ *м/сек* и $K=14{,}3\,(v\gamma)^{0,501}\times v_т^{0,122}$ *ккал/м² · ч · град* при $v_т=0{,}25$—1 *м/сек* (при воде).

Таблица II.16

Сопротивление проходу воздуха H в *кГ/м²* калориферов КФСО

Весовая скорость воздуха в живом сечении $v\gamma$ в *кг/м² сек*	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Сопротивление H	3,1	5,4	8,5	11,8	16,8	21,9	27,5	34,2	41,2	49,5	58,2	66,8

Примечание. Табл. II.16 составлена по формуле $H=0{,}335\,(v\gamma)^{2,01}$ *кГ/м²* (при одном ряде калориферов).

II.5. КАЛОРИФЕРЫ КФБО

Калориферы КФБО (рис. II.1, *д*; табл. II.17—II.20) спирально-навивные одноходовые большой модели имеют по направлению движения воздуха 4 ряда трубок, расположенных в шахматном порядке.

Таблица II.17

Технические данные калориферов КФБО

Модель и номер калорифера	Поверхность нагрева в *м²*	Живое сечение в *м²*		Вес в *кг*
		по воздуху	по теплоносителю	
КФБО-2	13,02	0,0913	0,0081	55
КФБО-3	16,28	0,112	0,01	77,8
КФБО-4	20,68	0,143	0,011	88,3
КФБО-5	26,88	0,182	0,0132	110,2
КФБО-6	32,55	0,222	0,0132	127,5
КФБО-7	40,06	0,271	0,0163	152,2
КФБО-8	47,04	0,318	0,0163	174,8
КФБО-9	55,86	0,375	0,0193	206,5
КФБО-10	64,29	0,431	0,0193	230,2
КФБО-11	71,06	0,475	0,0213	258

Таблица II.18

Конструктивные размеры калориферов КФБО

Модель и номер калорифера	Размеры в *мм*								Трубная резьба штуцера в дюймах	n_1	n_2
	A	A_1	A_2	A_3	$Б$	$Б_1$	$В_2$	$Б_3$			
КФБО-2	560	600	624	760	360	390	412	290	1½	3	4
КФБО-3	560	600	624	780	454	510	532	390	2	4	4
КФБО-4	710	750	780	930	454	510	532	390	2	4	5
КФБО-5	710	750	780	930	584	640	662	520	2	5	5
КФБО-6	860	900	924	1080	584	640	662	520	2	5	6
КФБО-7	860	900	924	1100	720	760	782	630	2½	6	6
КФБО-8	1010	1050	1080	1250	710	760	782	630	2½	6	7
КФБО-9	1010	1050	1080	1250	840	880	902	752	3	7	7
КФБО-10	1160	1200	1230	1400	840	880	902	752	3	7	9
КФБО-11	1160	1200	1230	1420	926	1010	1032	870	3	8	9

Таблица II.19

Коэффициенты теплопередачи K в $ккал/м^2 \cdot ч \cdot град$ калориферов КФБО

Теплоноситель	Скорость движения теплоносителя по трубкам $v_т$ в $м/сек$	Весовая скорость воздуха в живом сечении $v\gamma$ в $кг/м^2 \cdot сек$											
		3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Пар	—	23,4	26,7	29,6	32,1	34,5	36,7	38,6	40,6	42,4	44,1	45,7	47,3
Вода	0,02	14,3	15,7	16,8	17,6	18,7	19,4	20,1	20,6	21,2	21,8	22,3	22,9
	0,03	14,7	16,2	17,4	18,5	19,4	20,2	20,9	21,6	22,3	23	23,6	24,2
	0,04	15	16,7	18	18,2	20,1	21	21,8	22,6	23,4	24,2	24,9	25,5
	0,05	15,4	17,2	18,6	19,8	20,8	21,8	22,7	23,6	24,5	25,3	26,1	26,8
	0,06	15,7	17,6	19,2	20,4	21,5	22,6	23,6	24,6	25,5	26,4	27,2	28
	0,07	16,2	18,1	19,7	21	22,2	23,4	24,5	25,5	26,5	27,5	28,3	29,2
	0,08	16,6	18,6	20,2	21,6	22,9	24,2	25,4	26,4	27,4	28,5	29,4	30,1
	0,09	17	19,1	20,7	22,2	23,6	25	26,2	27,3	28,3	29,4	30,4	31,3
	0,1	17,3	19,5	21,2	22,8	24,3	25,7	27	28,2	29,2	30,3	31,3	32,3
	0,12	17,9	20,1	21,9	23,7	25,3	26,7	28	29,3	30,5	31,6	32,7	33,8
	0,14	18,4	20,7	22,6	24,6	26,2	27,6	29,1	30,4	31,7	32,9	34,1	35,2
	0,16	18,9	21,2	23,3	25,3	27	28,5	29,9	31,4	32,8	34	35,2	36,4
	0,18	19,2	21,6	23,9	25,9	27,7	29,3	30,8	32,3	33,8	35	36,3	37,5
	0,2	19,5	22	24,4	26,4	28,3	30	31,6	33,3	34,8	36,1	37,4	38,6
	0,25	19,9	22,6	25,2	27,4	29,5	31,4	33,2	34,8	36,3	38	39,5	40,8
	0,3	20,2	23,3	25,9	28,3	30,5	32,6	34,7	36,5	38,1	39,8	41,5	42,9
	0,35	20,5	23,7	26,5	29	31,4	33,5	35,5	37,6	39,3	41,1	42,8	44,4
	0,4	20,8	24,1	27	29,6	32,1	34,3	36,3	38,4	40,4	42,3	44	45,7
	0,5	21,1	24,6	27,6	30,4	33	35,3	37,6	39,7	41,8	43,7	45,9	47,3
	0,6	21,3	25	28,1	31	33,6	36,1	38,5	40,8	42,9	44,9	47,2	48,6
	0,8	21,5	25,4	28,6	31,7	34,5	37,2	39,6	42	44,1	46,6	48,9	50,4
	1	21,8	25,7	29,1	32,3	35,1	37,9	40,3	42,9	45,1	47,7	50	51,7

Примечание. Табл. II.19 составлена по формулам:
$K=14{,}2\ (v\gamma)^{0{,}456}$ $ккал/м^2 \cdot ч \cdot град$ (при паре); $K=17{,}9\ (v\gamma)^{0{,}381} \cdot v_т^{0{,}178}$ $ккал/м^2 \cdot ч \cdot град$ при $v_т=0{,}02—0{,}25$ $м/сек$ и $K=12{,}7\ (v\gamma)^{0{,}517} \times v_т^{0{,}133}$ $ккал/м^2 \cdot ч \cdot град$ при $v_т=0{,}25—1$ $м/сек$ (при воде).

Таблица II.20

Сопротивление проходу воздуха H в $кГ/м^2$ калориферов КФБО

Весовая скорость воздуха в живом сечении $v\gamma$ в $кг/м^2\ сек$	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Сопротивление H	3,7	6,6	10,1	14,3	19,4	24,9	31,4	38,8	46,7	55,2	64,0	73,5

Примечание. Табл. II.20 составлена по формуле $H=0{,}43\ (v\gamma)^{1{,}94}$ $кГ/м^2$ (при одном ряде калориферов).

II.6. КАЛОРИФЕРЫ СТД 3009В и СТД 3010В

Калориферы СТД 3009В одноходовые (рис. II.2 и II.3; табл. II.21—II.24) и калориферы СТД 3010В многоходовые (рис. II.4; II.5, табл. II.22—II.25) пластинчатые средней модели.

Для прохода теплоносителя калориферы имеют плоские трубки, расположенные параллельно потоку воздуха.

Калориферы СТД 3010В устанавливаются с горизонтальным расположением трубок.

Камеры калориферов СТД 3010В имеют поперечные перегородки, которые создают последовательное движение теплоносителя по трубкам калорифера.

Калориферы СТД 3009В и СТД 3010В выполняются со съемными боковыми щитками и уголками, что дает возможность непосредственно соединять калориферы между собой торцами трубных решеток. Такое соединение сокращает габаритные размеры калориферной установки.

Таблица II.21

Технические данные калориферов СТД 3009В

Модель и номер калорифера	Поверхность нагрева в $м^2$	Живое сечение в $м^2$		Вес с оцинковкой в $кг$
		по воздуху	по теплоносителю	
Б-1	7,05	0,094	0,0048	42,9
Б-2	9,6	0,129		53,8
Б-3	12,8	0,172	0,0064	68,7
Б-4	16,3	0,218		83,5
Б-5**	20,4	0,272	0,0081	101,8
Б-6	24,2	0,323		120,6
Б-7**	29,1	0,388	0,0096	144,1
Б-8**	34,3	0,457		165,7
Б-9**	40,5	0,533	0,0112	191,2
Б-10	46,8	0,611		216,2
Б-11	52,5	0,7	0,0128*	252,2
Б-12	58,8	0,785		284

Продолжение табл. II.21

Модель и номер калорифера	Поверхность нагрева в $м^2$	Живое сечение в $м^2$		Вес с оцинковкой в *кг*
		по воздуху	по теплоносителю	
Б-13	67,1	0,883	0,0144*	316,6
Б-14**	74,2	0,99		347,7

* Живое сечение по теплоносителю для составных калориферов Б-11, Б-12, Б-13 и Б-14 относится ко всему калориферу, состоящему из двух частей.

** Калориферы, выпускаемые заводом.

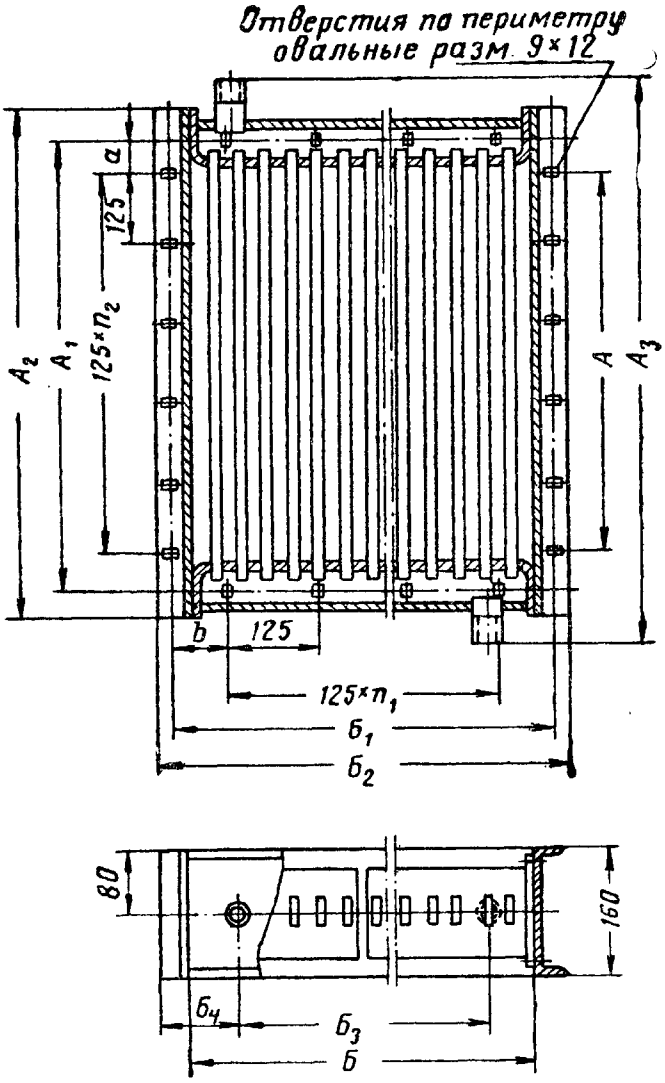


Рис. II.2. Калориферы СТД 3009В Б-1—Б-10

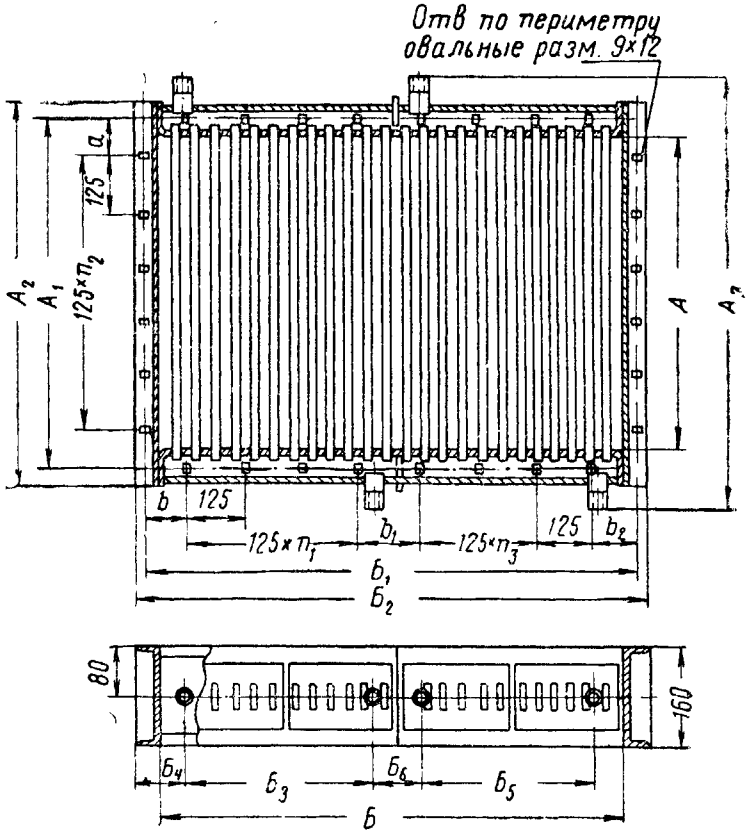


Рис. II.3. Калориферы СТД 3009В Б-11—Б-14

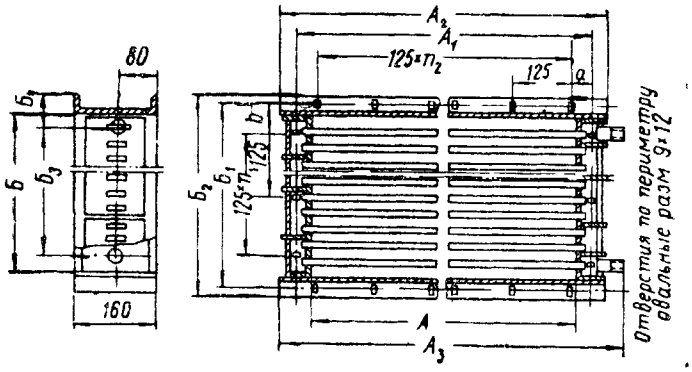


Рис. II.4. Калориферы СТД 3010В Б-1—Б-10

Таблица II.22

Конструктивные размеры калориферов СТД 3009В и СТД 3010В

Модель и номер калорифера	Размеры в *мм*															Трубная резьба штуцера в дюймах	n_1	n_2	n_3
	A	A_1	A_2	A_3	*Б*	$Б_1$	$Б_2$	$Б_3$	$Б_4$	$Б_5$	$Б_6$	*a*	*b*	b_1	b_2				
Б-1	410	450	490	553	360	390	410	320	45	—	—	37,5	70	—	—	3/4	2	3	—
Б-2	560	600	640	703	360	390	410	320	45	—	—	50	70	—	—	3/4	2	4	—
Б-3	560	600	640	703	480	510	530	390	70	—	—	50	67,5	—	—	1 1/4	3	4	—

Продолжение табл. II.22

Модель и номер калорифера	Размеры в *мм*															Трубная резьба штуцера в дюймах	n_1	n_2	n_3
	A	A_1	A_2	A_3	$Б$	$Б_1$	$Б_2$	$Б_3$	$Б_4$	$Б_5$	$Б_6$	a	b	b_1	b_2				
Б-4	710	750	790	853	480	513	534	390	72	—	—	62,5	70	—	—	1¼	3	5	—
Б-5*	710	750	790	853	600	637	658	510	74	—	—	62,5	67,5	—	—	1¼	4	5	—
Б-6	860	900	940	1003	600	640	666	510	78	—	—	75	70	—	—	1¼	4	6	—
Б-7*	860	900	940	1023	720	760	786	630	78	—	—	75	67,5	—	—	2	5	6	—
Б-8**	1010	1050	1090	1173	720	760	786	630	78	—	—	25	67,5	—	—	2	5	8	—
Б-9**	1010	1050	1090	1173	840	880	906	750	78	—	—	25	65	—	—	2	6	8	—
Б-10	1160	1200	1240	1323	840	883	904	750	77	—	—	37,5	67,5	—	—	2	6	9	—
Б-11	1160	1200	1240	1323	960	1007	1028	390	79	390	90	37,5	75	105	75	2	3	9	3
Б-12	1310	1350	1390	1473	960	1010	1034	390	82	390	90	50	77,5	105	77,5	2	3	10	3
Б-13	1310	1350	1390	1473	1080	1130	1154	390	82	510	90	50	77,5	102,5	75	2	3	10	4
Б-14**	1460	1500	1540	1623	1080	1130	1154	390	82	510	90	62,5	77,5	102,5	75	2	3	11	4

Примечание. Звездочкой отмечены номера калориферов, выпускаемых промышленностью.

Таблица II.23

Коэффициенты теплопередачи K в *ккал/м² · ч · град* калориферов СТД 3009В и 3010В

Модель калорифера	Теплоноситель	Скорость движения теплоносителя по трубкам $v_т$ в *м/сек*	Весовая скорость воздуха в живом сечении $v\gamma$ в *кг/м²·сек*											
			3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
СТД 3009В	Пар	—	21,4	23,5	25,2	26,8	28,2	29,5	30,6	31,7	32,5	33,4	34,3	35,2
СТД 3010В	Вода	0,02	13,2	14,2	14,9	15,5	16,3	16,8	17,4	17,7	18,1	18,6	18,9	19,3
		0,03	13,4	14,5	15,3	16,1	16,8	17,4	17,9	18,4	18,8	19,3	19,7	20
		0,04	13,7	14,8	15,7	16,5	17,3	17,9	18,4	19	19,4	20	20,4	20,7
		0,05	14	15,2	16,1	17	17,7	18,4	19	19,6	20	20,6	21	21,5
		0,06	14,4	15,6	16,6	17,5	18,3	19	19,7	20,2	20,8	21,4	21,8	22,4
		0,07	14,7	16	17	18	18,9	19,6	20,3	20,9	21,4	22	22,5	23
		0,08	14,9	16,4	17,6	18,5	19,4	20,2	20,9	21,6	22,1	22,7	23,3	23,7
		0,09	15,2	16,7	17,7	18,9	19,9	20,7	21,4	22,1	22,7	23,4	23,9	24,4
		0,1	15,5	17	18,1	19,3	20,3	21	21,9	22,6	23,2	24	24,6	25
		0,12	15,9	17,6	18,8	20	21,1	22	22,8	23,7	24,4	25	25,7	25,3
		0,14	16,3	18	19,4	20,6	21,8	22,8	23,6	24,4	25,1	26	26,6	27,3
		0,16	16,7	18,5	19,9	21,3	22,4	23,4	24,3	25,1	26	26,7	27,4	28,1
		0,18	17	18,9	20,4	21,7	22,9	23,9	24,9	26	26,6	27,4	28,2	29
		0,2	17,3	19,2	20,7	22	23,3	24,4	25,4	26,3	27,2	28,1	28,9	29,6
		0,25	17,8	19,7	21,3	22,7	24	25,1	26,3	27,2	28	28,9	29,7	30,4
		0,3	18,2	20,2	21,8	23,3	24,6	25,8	26,9	28	28,9	29,7	30,6	31,2
		0,35	18,5	20,5	22,2	23,7	25,1	26,2	27,4	28,5	29,4	30,2	31,1	31,9
		0,4	18,7	20,7	22,4	24	25,4	26,7	27,8	28,9	29,8	30,8	31,7	32,6
		0,5	18,9	21	22,8	24,4	25,9	27,1	28,3	29,4	30,4	31,5	32,5	33,5
		0,6	19,1	21,3	23,1	24,8	26,4	27,6	28,9	30	31	32	33	34
		0,8	19,3	21,6	23,4	25,1	26,8	28,1	29,4	30,7	31,7	32,7	33,8	34,8
		1	19,4	21,8	23,8	25,4	27,2	28,6	29,9	31,1	32,3	33,4	34,5	35,5

Примечание. Табл. II.23 составлена по формулам:
$K=14{,}7\ (v\gamma)^{0{,}339}$ *ккал/ч · м² · град* (при паре); $K=16{,}3\ (v\gamma)^{0{,}302}.v_т^{0{,}149}$ *ккал/м² · ч · град* при $v_т=0{,}02$ — $0{,}25$ *м/сек* и
$K=13{,}2\ (v\gamma)^{0{,}371}.v_т^{0{,}081}$ *ккал/м² · ч · град* при $v_т=0{,}25 \div 1$ *м/сек* (при воде).

Таблица II.24

Сопротивление проходу воздуха H в *кГ/м²* калориферов СТД 3009В и СТД 3010В

Весовая скорость воздуха в живом сечении $v\gamma$ в *кг/м² сек*	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Сопротивление H	1	1,7	2,5	3,5	4,5	5,7	7,0	8,4	9,9	11,7	13,5	15,4

Примечание Табл. II.24 составлена по формуле $H=0{,}157\ (v\gamma)^{1{,}73}$ *кГ/м²* (при одном ряде калориферов).

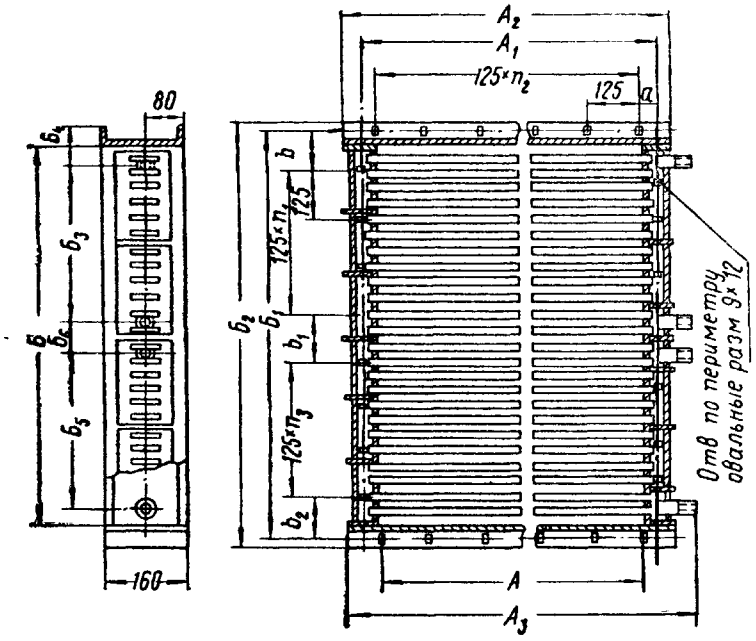


Рис. II.5. Калориферы СТД 3010В Б-11—Б-14

Таблица II.25

Технические данные калориферов СТД 3010В

Модель и номер калорифера	Поверхность нагрева в $м^2$	Живое сечение в $м^2$		Число ходов по теплоносителю				Вес с оцинковкой в кг
		по воздуху	по теплоносителю	одно-трубных	двух-трубных	трех-трубных	общее	
Б-1	7,05	0,094	0,0066	7	1	—	8	41,5
Б-2	9,6	0,129	0,0006	7	1	—	8	52,5
Б-3	12,8	0,172	0,00107	—	6	—	6	69,1
Б-4	16,3	0,218	0,00107	—	6	—	6	84
Б-5*	20,4	0,272	0,00134	—	3	3	6	102,2
Б-6	24,2	0,323	0,00134	—	3	3	6	121
Б-7*	29,1	0,388	0,0016	—	—	6	6	144,8
Б-8*	34,3	0,457	0,0016	—	—	6	6	166,5
Б-9*	40,5	0,533	0,0014	—	3	5	8	192,3
Б-10	46,8	0,611	0,0014	—	3	5	8	217,2
Б-11	52,5	0,7	0,00214	—	12	—	12	240,7
Б-12	58,8	0,785	0,00214	—	12	—	12	272,4
Б-13	67,1	0,883	0,00241	—	10	2	12	305
Б-14*	74,2	0,99	0,00241	—	10	2	12	336,2

Примечание. В связи с различным количеством трубок в одном ходу живые сечения по теплоносителю указаны усредненные. Звездочкой отмечены номера калориферов, выпускаемых заводом.

Калориферы Б-11, Б-12, Б-13 и Б-14 состоят из двух частей, которые также соединяются между собой торцами трубных решеток. Каждая часть этих калориферов имеет самостоятельные входной и выходной патрубки.

II.7. КАЛОРИФЕРЫ КМС

Калориферы КМС (рис. II.6, *а*; табл. II.26—II.27) пластинчатые многоходовые средней модели, по направлению движения воздуха имеют три ряда трубок с коридорным расположением. Калориферы устанавливаются с горизонтальным расположением трубок.

Камеры калориферов КМС создают последовательное движение теплоносителя по трубкам калорифера.

Промышленностью освоен выпуск калориферов КЗВП (КЗВП-2—КЗВП-11), представляющих собой модификацию калориферов КМС. Предусмотрены съемные боковые щитки. Коэффициенты теплопередачи, аэродинамические сопротивления и технические данные соответствуют калориферам КМС.

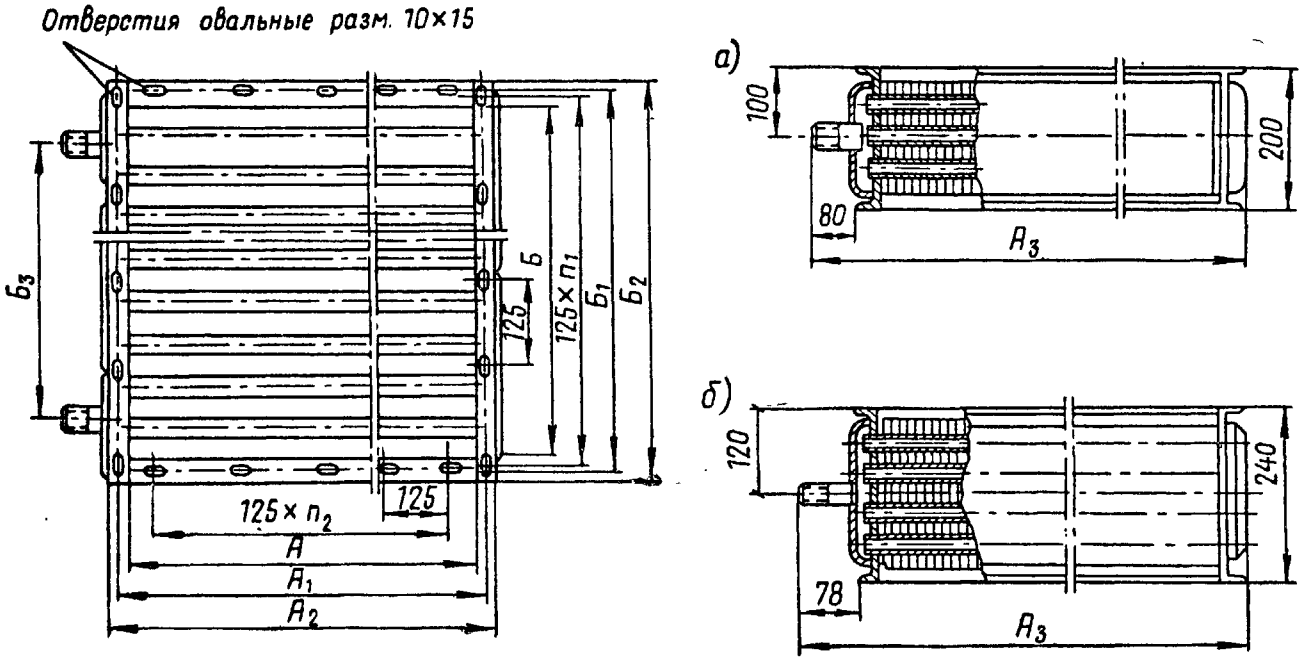


Рис. II.6. Калориферы
а — КМС; *б* — КМБ

Таблица II.26

Технические данные калориферов КМС и К3ВП

Модель и номер калорифера	Поверхность нагрева в $м^2$	Живое сечение в $м^2$			Число ходов по теплоносителю		Вес без оцинковки в кг
		по воздуху	по теплоносителю (среднее)				
			для КМС	для К3ВП	для КМС	для К3ВП	
КМС-2, К3ВП-2	9,9	0,115	0,00114	0,00076	4	6	48,5
КМС-3, К3ВП-3	13,2	0,154	0,00102	0,00076	6	8	57,5
КМС-4, К3ВП-4	16,7	0,195	0,00102	0,00076	6	8	68,3
КМС-5, К3ВП-5	20,9	0,244	0,0095	0,00096	8	8	86,3
КМС-6, К3ВП-6	25,3	0,295	0,0095	0,00096	8	8	101,4
КМС-7, К3ВП-7	30,4	0,354	0,00114	0,00114	8	8	113,7
КМС-8, К3ВП-8	35,7	0,416	0,00114	0,00114	8	8	140,2
КМС-9, К3ВП-9	41,6	0,486	0,00133	0,00178	8	6	161,4
КМС-10, К3ВП-10	47,8	0,558	0,00133	0,00178	8	6	182,2
КМС-11, К3ВП-11	54,6	0,638	0,00152	0,00203	8	6	206,6

Примечание. Значение коэффициента теплопередачи K и сопротивления H проходу воздуха определяется по табл. II.7 и II.8.

Таблица II.27

Конструктивные размеры калориферов КМС

Модель и номер калорифера	Размеры в мм								Трубная резьба штуцера в дюймах	n_1	n_2
	A	A_1	A_2	A_3	$Б$	$Б_1$	$Б_2$	$Б_3$			
КМС-2	560	600	624	688	360	390	412	290	1¼	3	4
КМС-3	560	600	624	688	480	510	532	390	1½	4	4
КМС-4	710	750	774	838	480	510	532	390	1½	4	5
КМС-5	710	750	774	838	600	640	666	520	2	5	5
КМС-6	860	900	924	995	600	640	666	520	2	5	6
КМС-7	860	900	924	995	720	760	786	630	2½	6	6
КМС-8	1010	1050	1074	1145	720	760	786	630	2½	6	7
КМС-9	1010	1050	1074	1145	840	880	906	750	2½	7	7
КМС-10	1160	1200	1224	1301	840	880	906	750	2½	7	9
КМС-11	1160	1200	1224	1301	960	1010	1032	870	3	8	9

II.8. КАЛОРИФЕРЫ КМБ

Калориферы КМБ (рис. II.6, *б*, табл. II.28—II.29) пластинчатые многоходовые большой модели, по направлению движения воздуха имеют четыре ряда трубок

Таблица II.28

Технические данные калориферов КМБ и К4ВП

Модель и номер калорифера	Поверхность нагрева в $м^2$	Живое сечение в $м^2$			Число ходов по теплоносителю		Вес без оцинковки в кг
		по воздуху	по теплоносителю (среднее)				
			для КМБ	для К4ВП	для КМБ	для К4ВП	
КМБ-2, К4ВП-2	12,7	0,115	0,00152	0,00102	4	6	55,4
КМБ-3, К4ВП-3	16,9	0,154	0,00135	0,00102	6	8	72,4
КМБ-4, К4ВП-4	21,4	0,195	0,00135	0,00102	6	8	86,8
КМБ-5, К4ВП-5	26,8	0,244	0,00127	0,00127	8	8	108
КМБ-6, К4ВП-6	32,4	0,295	0,00127	0,00127	8	8	127
КМБ-7, К4ВП-7	38,9	0,354	0,00152	0,00153	8	8	153,5
КМБ-8, К4ВП-8	45,7	0,416	0,00152	0,00153	8	8	176
КМБ-9, К4ВП-9	53,3	0,486	0,00178	0,00237	8	6	204,6
КМБ-10, К4ВП-10	61,2	0,558	0,00178	0,00237	8	6	230,5
КМБ-11, К4ВП-11	69,9	0,638	0,00203	0,00271	8	6	259,5

Примечание. Значение коэффициента теплопередачи K и сопротивления H проходу воздуха определяются по табл. II.11 и II.12.

Таблица II.29

Конструктивные размеры калориферов КМБ

Модель и номер калорифера	Размеры в мм								Трубная резьба штуцера в дюймах	n_1	n_2
	A	A_1	A_2	A_3	$Б$	$Б_1$	$Б_2$	$Б_3$			
КМБ-2	560	600	624	688	360	390	412	250	2	3	4
КМБ-3	560	600	624	688	480	510	532	390	2	4	4
КМБ-4	710	750	774	838	480	510	532	390	2	4	5
КМБ-5	710	750	774	838	600	640	666	520	2	5	5
КМБ-6	860	900	924	995	600	640	666	520	2	5	6
КМБ-7	860	900	924	995	720	760	786	630	2½	6	6
КМБ-8	1010	1050	1074	1145	720	760	786	630	2½	6	7
КМБ-9	1010	1050	1074	1145	840	880	906	750	2½	7	7
КМБ-10	1160	1200	1224	1301	840	880	906	750	2½	7	9
КМБ-11	1160	1200	1224	1301	960	1010	1032	870	3	8	9

с коридорным расположением. Калориферы устанавливаются с горизонтальным расположением трубок.

Камеры калориферов КМБ создают последовательное движение теплоносителя по трубкам калорифера.

Промышленностью освоен выпуск калориферов К4ВП (К4ВП-2—К4ВП-11), представляющих собой модификацию калориферов КМБ. Предусмотрены съемные боковые щитки. Коэффициенты теплопередачи, аэродинамические сопротивления и технические данные соответствуют калориферам КМБ.

II.9. ЭЛЕКТРОКАЛОРИФЕРЫ

Электрокалориферы изготавливаются в горизонтальном (рис. II.7; табл. II.30—II.31) и вертикальном (рис. II.8; табл. II.32—II.33) исполнениях. Они состоят из металлического каркаса с утеплителем и рамочного нагревателя с элементами из проволочной спирали.

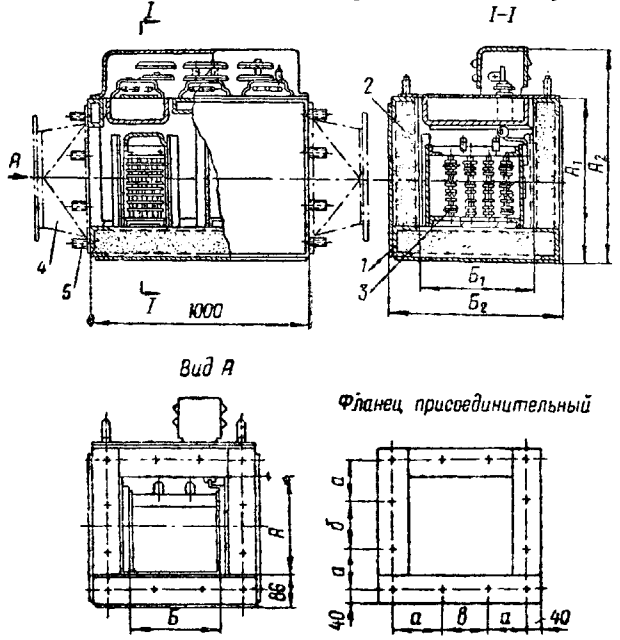


Рис. II.7. Электрокалорифер горизонтальный

1 — каркас; *2* — утеплитель (шлаковата); *3* — рамочный нагреватель; *4* — воздуховод; *5* — шпильки

Напряжение питающей сети 380 или 220 *в*.

Максимальная температура нагреваемого воздуха 250° С.

Промышленностью освоен выпуск электрокалориферов СФО—25/1—Т; СФО—40/1—Т; СФО—60/1—Т;

СФО—100/1—Т; СФО—160/1—Т и СФО—250/1—Т мощностью 25, 40, 60, 100, 160 и 250 *квт* и минимальной производительностью по воздуху соответственно 2125,

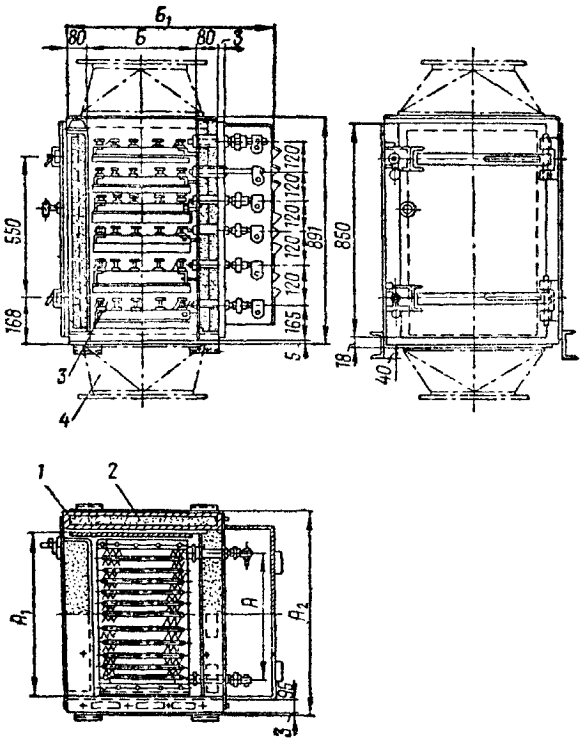


Рис. II.8. Электрокалорифер вертикальный
1 — каркас; *2* — утеплитель (шлаковата); *3* — рамочный нагреватель; *4* — воздуховод

3375, 5130, 9000, 12 000 и 18 710 *кг/ч*. Степень нагрева воздуха $\Delta t = 42—48°$ С. Аэродинамическое сопротивление проходу воздуха $\Delta h = 1{,}8—2{,}6$ *кГ/м²*. Максимально допустимая температура поверхности нагревателей — 150° С. Основные технические данные электрокалориферов приведены в табл. II.34.

Степень нагрева воздуха регулируется автоматически электроконтактными термометрами путем последовательного включения (выключения) каждой из 4-х секций калорифера.

Таблица II.30

Технические данные горизонтальных электрокалориферов

№ калорифера	Расчетная производительность по воздуху в *м³/ч*	Живое сечение прохода воздуха в *м²*	Мощность в *квт*	Вес в *кг*
08Г	820	0,0805	8	331
16Г	1660	0,0805	16	332
24Г	2560	0,0805	24	334
30Г	3200	0,205	30	395
36Г	3810	0,205	36	403
48Г	5150	0,205	48	412

Примечания: 1. Перепад температуры по воздуху 30°.
2. Максимальное рабочее давление 100 *кГ/м²*.

Таблица II.31

Конструктивные размеры горизонтальных электрокалориферов

№ калорифера	Размеры в *мм*									Число отверстий под болты М8
	А	$А_1$	$А_2$	*Б*	$Б_1$	$Б_2$	*а*	*б*	*b*	
08Г	480	646	850	410	460	632	200	163	146	12
16Г	480	646	850	410	460	632	200	163	146	12

Продолжение табл. II.31

№ калорифера	Размеры в *мм*									Число отверстий под болты М8
	А	$А_1$	$А_2$	*Б*	$Б_1$	$Б_2$	*а*	*б*	*b*	
24Г	480	646	850	410	460	632	200	163	146	12
30Г	590	756	960	630	680	852	230	213	306	12
36Г	590	756	960	630	680	852	230	213	306	12
48Г	590	756	960	630	680	852	230	213	306	12

Таблица II.32

Технические данные вертикальных электрокалориферов

Номер калорифера	Расчетная производительность по воздуху в *м³/ч*	Живое сечение прохода воздуха в *м²*	Мощность в *квт*	Вес в *кг*
08В	820	0,0805	8	384
16В	1660	0,0305	16	387
24В	2560	0,0305	24	391
30В	3200	0,205	30	429
36В	3810	0,205	36	428
48В	5150	0,205	48	434
60В	6500	0,336	60	486
75В	8100	0,336	75	493
90В	8750	0,336	90	498

Примечания: 1. Перепад температуры по воздуху 30°.
2. Максимальное рабочее давление 100 *кГ/м²*.

Таблица II.33

Конструктивные размеры вертикальных электрокалориферов

Номер калорифера	Размеры в *мм*				
	А	$А_1$	$А_2$	*Б*	$Б_1$
08В	280	460	626	450	773
16В	280	460	626	450	773
24В	280	460	626	450	773
30В	500	680	846	560	883
36В	500	680	846	560	883
40В	500	680	846	560	883
60В	680	860	1026	840	1163
75В	680	860	1026	840	1163
90В	680	860	1026	840	1163

Таблица II.34

Основные технические данные калориферов СФО

Показатели	Калориферы					
	СФО—25/1—Т	СФО—40/1—Т	СФО—60/1—Т	СФО—100/1—Т	СФО—160/1—Т	СФО—250/1—Т
Мощность в *квт*	25	40	60	100	160	250
Мощность одной секции в *квт*	6,25	10	15	25	40	62,5
Площадь живого сечения для прохода воздуха в *м²*	0,076	0,133	0,225	0,318	0,555	0,8
Перепад температуры по воздуху в °С	48	43	42	46	47	47
Сопротивление проходу воздуха в *кГ/м²*	2,52	2,18	1,83	2,10	1,56	1,8
Вес в *кг*	67	100	134	197	312	421
Габаритные размеры в *мм*						
длина	480	480	480	480	480	480
ширина	630	750	870	990	1230	1350
высота	657	807	957	1107	1407	1707

Приложение III

ЦЕНТРАЛЬНЫЕ И МЕСТНЫЕ КОНДИЦИОНЕРЫ

А. ЦЕНТРАЛЬНЫЕ КОНДИЦИОНЕРЫ

СЕКЦИИ ЦЕНТРАЛЬНЫХ КОНДИЦИОНЕРОВ

Центральные кондиционеры состоят из типовых секций и камер, предназначенных для нагревания, охлаждения, осушки, увлажнения, очистки, перемещения, смешивания и распределения воздуха.

Комплект секций и последовательность их установки при сборке кондиционера на месте монтажа определяются проектом кондиционирования воздуха.

Секциям и камерам присвоен индекс Кд, сокращенно обозначающий слово кондиционер, и цифры, из которых первые две или три обозначают производительность кондиционера по воздуху в тыс. $м^3/ч$, а две последние — номенклатурный номер (табл. III.1).

Секции и камеры (табл. III.1) для кондиционеров производительностью 10, 20, 40, 60, 80 тыс. $м^3/ч$ изготовляются заводом полностью в металлическом исполнении, а для кондиционеров производительностью 160, 200 и 240 тыс. $м^3/ч$ из металла заводом изготавливаются только рабочие секции (калориферы, фильтры и др.), встраиваемые в железобетонные ограждающие конструкции. Кондиционер производительностью 120 тыс. $м^3/ч$ изготовляется в металлическом исполнении.

Секции кондиционеров в железобетонном исполнении поставляются с контрфланцами. Способ крепления контрфланцев к строительным конструкциям предусматривается строительной частью.

Секции и камеры изготавливаются в правом (воздух перемещается вправо) и левом (воздух перемещается влево) исполнениях, если смотреть на кондиционер со стороны органов управления.

Буква Л в конце индекса указывает на левое исполнение секций.

По требованию заказчика наружная поверхность секций и камер снабжается шипами для крепления тепловой изоляции на месте монтажа.

Таблица III.1

Индексы типовых секций и камер центральных кондиционеров воздуха

Наименование камер и секций	Производительность по воздуху в тыс. $м^3/ч$								
	10	20	40	60	80	120	160	200	240
Камеры промывные:									
двухрядные	Кд 1002К	Кд 2002К	Кд 4002	Кд 6002	Кд 8002	Кд 12002	Кд 16002	Кд 20002	Кд 24002
трехрядные	Кд 1003К	Кд 2003К	Кд 4003	Кд 6003	Кд 8003	Кд 12003	Кд 16003	Кд 20003	Кд 24003
Фильтры масляные самоочищающиеся	Кд 1006К	Кд 2006К	КдМ 4006	КдМ 6006	КдМ 8006	КдМ 12006	КдМ 12006	КдМ 2006	КдМ 24006
Секции подогрева с обводными каналами:									
однорядные	Кд 1017К	Кд 2017К	Кд 4017	Кд 6017	Кд 8017	Кд 12017	—	—	—
двухрядные	Кд 1018К	Кд 2018К	Кд 4018	Кд 6018	Кд 8018	Кд 12018	—	—	—
трехрядные	Кд 1019К	Кд 2019К	Кд 4019	Кд 6019	Кд 8019	Кд 12019	—	—	—
Секции подогрева без обводных каналов:									
однорядные	—	—	—	—	—	—	Кд 16023	Кд 20023	Кд 24023
двухрядные	—	—	—	—	—	—	Кд 16024	Кд 20024	Кд 24024
Клапаны приемные с утепленными лопатками:									
с ручными приводами	Кд 1026К	Кд 2026К	Кд 4026	Кд 6026	Кд 8026	Кд 12026	Кд 16026	Кд 20026	Кд 24026
с пневматическими приводами двухпозиционного регулирования	Кд 1027К	Кд 2027К	Кд 4027	Кд 6027	Кд 8027	Кд 12027	Кд 16027	Кд 20027	Кд 24027
с пневматическими приводами пропорционального регулирования	Кд 1028К	Кд 2028К	Кд 4028	Кд 6028	Кд 8028	Кд 12028	Кд 16028	Кд 20028	Кд 24028
с электрическими приводами двухпозиционного регулирования	Кд 1029К	Кд 2029К	Кд 4029	Кд 6029	Кд 8029	Кд 12029	Кд 16029	Кд 20029	Кд 24029
с электрическими приводами пропорционального регулирования	Кд 1030К	Кд 2030К	Кд 4030	Кд 6030	Кд 8030	Кд 12030	Кд 16030	Кд 20030	Кд 24030
Клапаны проходные:									
с ручными приводами	Кд 1035К	Кд 2035К	Кд 4035	Кд 6035	Кд 8035	Кд 12035	Кд 16035	Кд 20035	Кд 24035
с пневматическими приводами пропорционального регулирования	Кд 1036К	Кд 2036К	Кд 4036	Кд 6036	Кд 8036	Кд 12036	Кд 16036	Кд 20036	Кд 24036
с электрическими приводами пропорционального регулирования	Кд 1037К	Кд 2037К	Кд 4037	Кд 6037	Кд 8037	Кд 12037	Кд 16037	Кд 20037	Кд 24037

Продолжение табл. III.1

Наименование камер и секций	Производительность по воздуху в тыс. $м^3/ч$								
	10	20	40	60	80	120	160	200	240
Клапаны сдвоенные:									
с пневматическими приводами пропорционального регулирования и ручными приводами;	Кд 1044К	Кд 2044К	Кд 4044	Кд 6044	Кд 8044	Кд 12081	—	—	—
с электрическими приводами пропорционального регулирования и ручными проводами	Кд 1046К	Кд 2046К	Кд 4046	Кд 6046	Кд 8046	Кд 12082	—	—	—
Клапаны смесительные утепленные:									
с пневматическими приводами пропорционального регулирования и ручными приводами;	—	—	Кд 4083	Кд 6083	Кд 8083	Кд 12083	Кд 16083	Кд 20083	Кд 24083
с электрическими приводами пропорционального регулирования	—	—	Кд 4084	Кд 6084	Кд 8084	Кд 12084	Кд 16084	Кд 20084	Кд 24084
Камеры промежуточные	Кд 1007К	Кд 2007К	Кд 4007	Кд 6007	Кд 8007	Кд 12007	—	—	—
Секции поворотные	Кд 1008К	Кд 2008К	Кд 4008	Кд 6008	Кд 8008	Кд 12008	—	—	—
» переходные к вентиляторам	Кд 1009К	Кд 2009К	Кд 4009	Кд 6009	Кд 8009	Кд 12009	—	—	—
Камеры смесительные	Кд 012К	Кд 2012К	Кд 4012	Кд 6012	Кд 8012	Кд 12012	—	—	—
» распределительные	Кд 1013К	Кд 2012К	Кд 4013	Кд 6013	Кд 8013	Кд 12013	—	—	—
Вентиляторные установки давлением:									
60 $кГ/м^2$	Кд 1061К	Кд 2010А	Кд 4075	Кд 6075А	Кд 8075А	Кд 12075А	Кд 16075/2	Кд 20075/2	Кд 24075/2
80 »	Кд 1062К	Кд 2010Б	Кд 4076	Кд 6076А	Кд 8076А	Кд 12076А	Кд 16076/2	Кд 20076/2	Кд 24076/2
120 »	Кд 1063К	Кд 2010Д	Кд 4077	Кд 6077А	Кд 8077А	Кд 12077А	Кд 16077/2	Кд 20077/2	Кд 24077/2
Орошаемый воздухоохладитель:									
четырехрядный	Кд 1004/4 к	Кд 2004/4к	Кд 4004/4	Кд 6004/4	Кд 8004/4	—	—	—	—
пятирядный	Кд 1004/5 к	Кд 2004/5к	Кд 4004/5	Кд 6004/5	Кд 8004/5	—	—	—	—
шестирядный	Кд 1004/6 к	Кд 2004/6к	Кд 4004/6	Кд 6004/6	Кд 8004/6	—	—	—	—
семирядный	Кд 1004/7 к	Кд 2004/7к	Кд 4004/7	Кд 6004/7	Кд 8004/7	—	—	—	—
восьмирядный	Кд 1004/8 к	Кд 2004/8к	Кд 4004/8	Кд 6004/8	Кд 8004/8	—	—	—	—
девятирядный	Кд 1004/9 к	Кд 2004/9к	Кд 4004/9	Кд 6004/9	Кд 8004/9	—	—	—	—
Неорошаемый воздухоохладитель:									
четырехрядный	Кд 1040/4 к	Кд 2040/4к	Кд 4040/4	Кд 6040/4	Кд 8040/4	—	—	—	—
пятирядный	Кд 1040/5 к	Кд 2040/5к	Кд 4040/5	Кд 6040/5	Кд 8040/5	—	—	—	—
шестирядный	Кд 1040/6 к	Кд 2040/6к	Кд 4040/6	Кд 6040/6	Кд 8040/6	—	—	—	—
семирядный	Кд 1040/7 к	Кд 2040/7к	Кд 4040/7	Кд 6040/7	Кд 8040/7	—	—	—	—
восьмирядный	Кд 1040/8 к	Кд 2040/8к	Кд 4040/8	Кд 6040/8	Кд 8040/8	—	—	—	—
девятирядный	Кд 1040/9 к	Кд 2040/9к	Кд 4040/9	Кд 6040/9	Кд 8040/9	—	—	—	—
Унифицированные узлы для кондиционеров в металлическом исполнении:									
подставка Н-465	—	—	—	Кд 0011	(для Кд 10÷Кд 40	—	—	—	—
» Н-560	—	—	—	Кд 0014	(для Кд 60÷÷Кд 120)	—	—	—	—
Унифицированные узлы для кондиционеров в железобетонном исполнении:									
панели промежуточных, распределительных и смесительных камер	—	—	—	—	—	—	Кд 0007	—	—
дверка герметическая	—	—	—	—	—	—	Кд 0016 ж(б)	—	—
Унифицированные узлы для кондиционеров в металлическом исполнении:									
дверка герметическая для крепления к металлическому листу	—	—	—	—	—	—	Кд 0016 (м)	—	—
панель с четырьмя муфтами	—	—	—	—	—	—	Кд 0012	—	—
панель с двумя муфтами	—	—	—	—	—	—	Кд 0013	—	—
плита с электросветильником	—	—	—	—	—	—	Кд 0010	—	—
панель глухая	—	—	—	—	—	—	Кд 0008	—	—

III.1. КАМЕРЫ ОРОШЕНИЯ (ПРОМЫВНЫЕ)

Камеры (рис. III.1—III.3 и табл. III.2—III.4) предназначены для различных процессов обработки воздуха при непосредственном контакте его с водой. Камеры изготовляются с оросительной сетью, имеющей плотность расположения форсунок 18 или 24 шт. на каждый $м^2$ поперечного сечения камеры для каждого ряда.

Диаметры выходного отверстия форсунок могут составлять 3; 3,5; 4; 4,5; 5; 5,5 *мм* в соответствии с проектом установки кондиционера.

Камеры изготавливаются с двумя (двухрядные) и с тремя (трехрядные) рядами форсунок. Факелы воды первого ряда форсунок направлены по движению воздуха, остальных рядов — против движения. Камеры для кондиционеров Кд 10, Кд 20, Кд 40, Кд 60 и Кд 80 поставляются в собранном, а для Кд 120, Кд 160, Кд 200 и Кд 240 в разобранном виде.

При заказе указываются: исполнение камеры (правое или левое); плотность форсунок (18 или 24 *шт/м²*); диаметр выходного отверстия сопла форсунки; бак с переливом на правой или левой стороне; камера с шипами под изоляцию или без шипов.

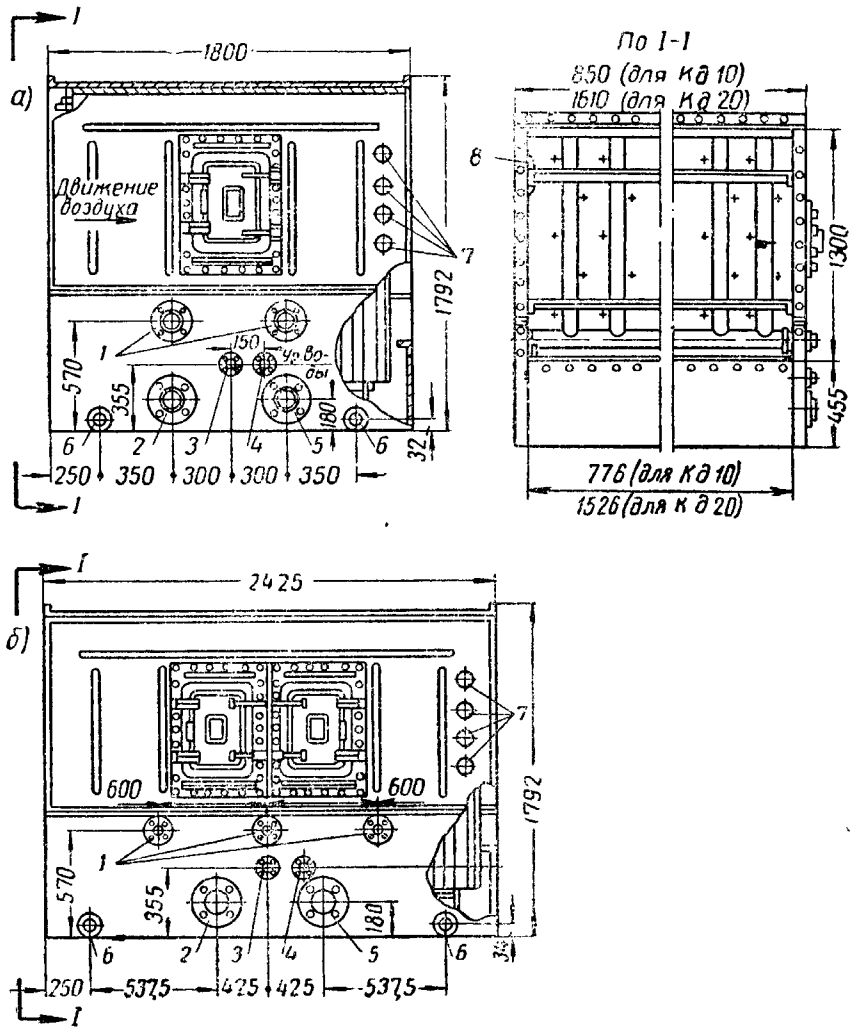


Рис. III.1. Камеры орошения (промывные) для кондиционеров Кд 10 и Кд 20

а — камеры с двумя рядами форсунок (двухрядные) Кд 1002К и Кд 2002К; *б* — камеры с тремя рядами форсунок (трехрядные) Кд 1003К и Кд 2003К; *1* — фланцы D_y=50 *мм* (Кд 10), D_y=70 *мм* (Кд 20) для подвода воды к форсункам; *2* — фланец D_y=100 *мм* для перелива воды; *3* — фланец D_y=25 *мм* для подвода воды к шаровому клапану; *4* — фланец D_y=25 *мм* для ускоренного наполнения бака; *5* — фланец D_y=100 *мм* для отвода воды к насосу через фильтр; *6* — патрубок D_y=50 *мм* для слива воды; *7* — штуцера с резьбой 1М 33×2; *8* — электросветильник герметический

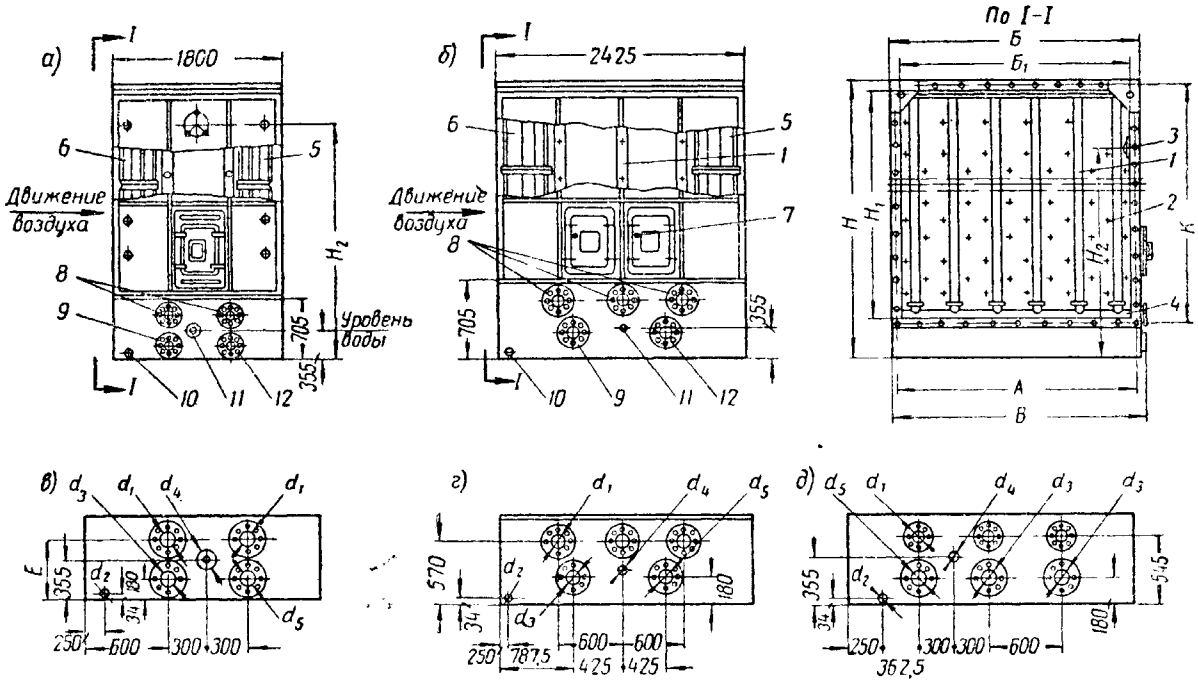


Рис. III.2. Камеры орошения (промывные) для кондиционеров Кд 40, Кд 60 и Кд 80

а — камеры с двумя рядами форсунок (двухрядные); Кд 4002, Кд 6002 и Кд 8002; *б* — камеры с тремя рядами форсунок ((трехрядные); Кд 4003, Кд 6003 и Кд 8003; *в* — расположение фланцев двухрядных камер; *г* — то же, трехрядных камер Кд 4003; *д* — то же, Кд 6003 и Кд 8003; *1* — стояк; *2* — форсунка; *3* — электросветильник герметический; *4* — коллектор; *5* — пакеты каплеуловителей; *6* — пакеты воздухораспределителей; *7* — дверка герметическая; *8* — фланцы для подвода воды к форсункам; *9* — фланцы для перелива воды; *10* — патрубки для слива воды; *11* — патрубки для подвода воды к шаровому клапану; *12* — фланцы для отвода воды к насосу

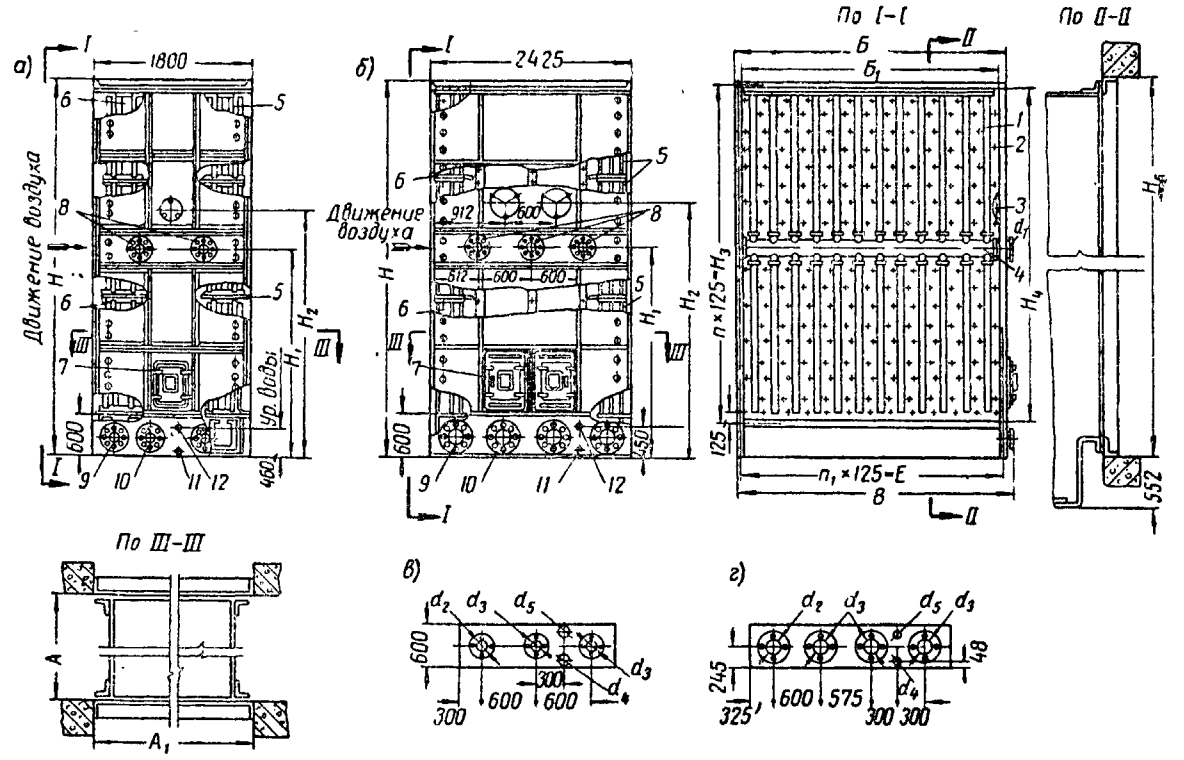


Рис. III.3. Камеры орошения (промывные) для кондиционеров Кд 120, Кд 160, Кд 200 и Кд 240

а — камеры с двумя рядами форсунок (двухрядные) Кд 12002, Кд 12002 (*м*), Кд 16002, Кд 20002, Кд 24002; *б* — камеры с тремя рядами форсунок (трехрядные) Кд 12003, Кд 12003 (*м*), Кд 16003, Кд 20003 и Кд 24003; *в* — расположение фланцев двухрядных камер; *г* — то же, трехрядных; *1* — стояк; *2* — форсунка; *3* — электросветильник герметический; *4* — коллектор; *5* — пакеты каплеуловителей; *6* — пакеты воздухораспределителей; *7* — дверка герметическая; *8* — фланцы для подвода воды к форсункам; *9* — фланцы для перелива воды; *10* — фланцы для отвода воды к насосу; *11* — патрубки для слива воды; *12* — патрубки для подвода воды к шаровому клапану

Таблица III.2

Размеры в *мм* промывных камер кондиционеров Кд 40, Кд 60 и Кд 80

Индекс камеры	*А*	*Б*	$Б_1$	*В*	*Е*	*К*	*Н*	H_1	H_2	d_1	d_2	d_3	d_4	d_5
Кд 4002, Кд 4003	2090	2126	2046	2168	570	1844	2295	1800	2052	80	50	100/150	25	100/150
Кд 6002, Кд 6003	2625	2661	2577	2703	545	2625	3074	2577	2308	125		175/150		175/200
Кд 8002, Кд 8003	3125	3161	3077	3203	545	2625	3074	2577	2308	125		175/150		175/200

Примечание. В числителе даны значения, относящиеся к двухрядным камерам, в знаменателе — к трехрядным

Таблица III.3

Размеры в *мм* промывных камер кондиционеров Кд 120, Кд 160, Кд 200, Кд 240

Индекс камеры	*А*	A_1	*Б*	$Б_1$	*В*	*Е*	*Н*	H_1	H_2	H_3	H_4	H_5	d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	Количество шагов *n*	Количество шагов *i*
Кд 12002, Кд 12002(м)	3173	1806	3161	3077	3243	3125	4600	2576	3014	4000	3952	4048	150	200	175	80	25	32	25
Кд 12003, Кд 12003(м)	3173	2431	3161	3077	3243	3125							150	250	175				
Кд 16002	4173	1806	4161	4077	4243	4125							175	250	175				
Кд 16003	4173	2431	4161	4077	4243	4125							175	300	175				
Кд 20002	4173	1806	4161	4077	4243	4125	5600	3076	3554	5000	4952	5048	200	300	200			40	33
Кд 20003	4173	2431	4161	4077	4243	4125							200	350	200				33
Кд 24002	4923	1806	4911	4827	4993	4875							225	300	225				39
Кд 24003	4923	2431	4911	4827	4993	4875							225	350	225				39

Таблица III.4

Основные технические данные промывных камер кондиционеров

Индекс камеры	Количество стояков в ряду	Количество форсунок при плотности 18 *шт/м²*: в 1 стояке	18 *шт/м²*: всего	24 *шт/м²*: в 1 стояке	24 *шт/м²*: всего	Площадь фильтра для воды в *м²*	Сопротивление по воздуху в *кГ/м²*	Вес в *кг*
Кд 1002К	3	6	36	8	48	1	10	574
Кд 1003К	3	6	54	8	72	1	10	764
Кд 2002К	6	6	72	8	96	2	10	923
Кд 2003К	6	6	108	8	144	2	10	1180
Кд 4002	8	8	128	11	176	3	14	1737
Кд 4003	8	8	192	11	264	3	17,1	2090
Кд 6002	10	12	240	16	320	3	10	2380
Кд 6003	10	12	360	16	480	6	13,7	2890
Кд 8002	12	12	288	16	384	4	12,4	2714
Кд 8003	12	12	432	16	576	6	17	3270
Кд 12002	24	9	432	13	624	8	12,3	3668
Кд 12003	24	9	648	13	936	12	16,9	4353
Кд 16002	32	9	576	12	768	10	12,5	4743
Кд 16003	32	9	864	12	1152	15	17,1	5592
Кд 20002	32	12	768	16	1024	12	11,5	5795
Кд 20003	32	12	1152	16	1536	18	15,8	6806
Кд 24002	38	12	912	16	1216	14	13,8	6821
Кд 24003	38	12	1368	16	1824	21	19,1	7932

III.2. СЕКЦИИ МАСЛЯНЫХ САМООЧИЩАЮЩИХСЯ ФИЛЬТРОВ

Секции фильтров (рис. III.4—III.6, табл. III.5—III.8) предназначены для очистки воздуха от пыли в процессе прохождения его через бесконечные непрерывно движущиеся сетки, смоченные маслом. Первая по движению воздуха сетка движется со скоростью 7, а вторая — 16 *см/мин*.

Допускается изменение скорости движения сеток за счет присоединения штанги привода к различным отверстиям в планшайбе храпового механизма.

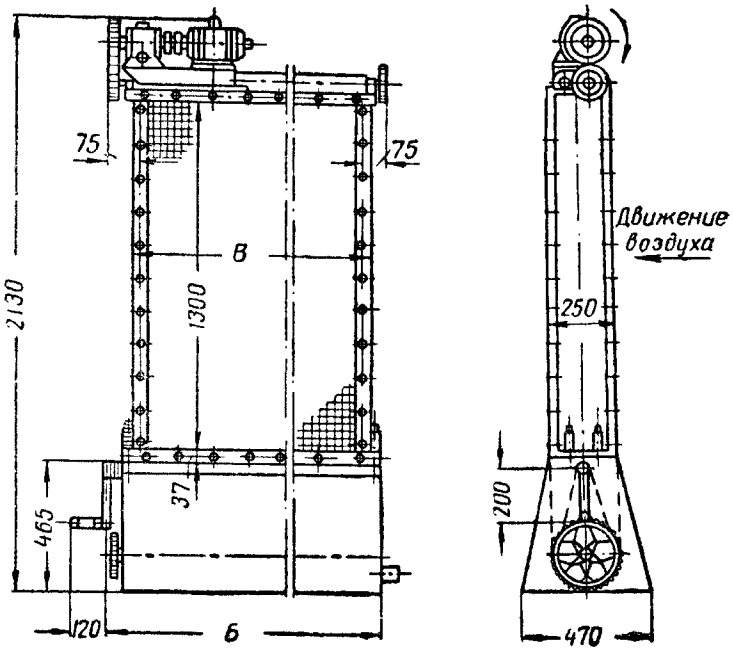


Рис. III.4. Фильтры масляные самоочищающиеся Кд 1006К и Кд 2006К левого исполнения для кондиционеров Кд 10 и Кд 20

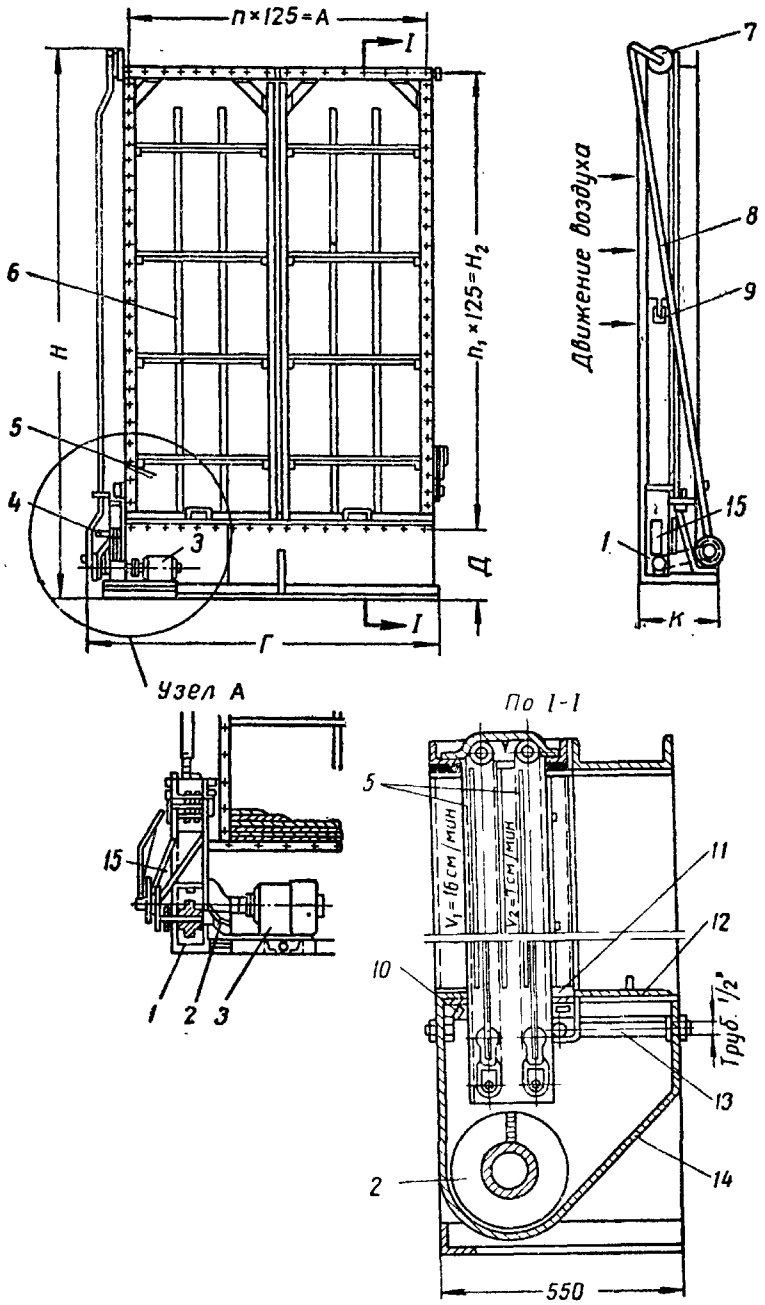


Рис. III.5. Фильтры масляные самоочищающиеся КдМ 4006, КдМ 6006, КдМ 8006 и КдМ 12006 для кондиционеров Кд 40, Кд 60, Кд 80 и Кд 120

1 — устройство для подъема шлама; *2* — шнек; *3* — привод; *4* — трубка для отвода конденсата; *5* — сетка; *6* — ограничитель прогиба сеток; *7* — храповой механизм; *8* — штанга; *9* — мановакуумметр; *10* — промыватель сеток; *11* — маслосъемник; *12* — крышка бака; *13* — система подогрева масла; *14* — бак для масла; *15* — лоток для удаления шлама

Таблица III.5

Размеры в *мм* секций фильтров кондиционеров Кд 10 и Кд 20

Индекс секции фильтра	*Б*	*В*
Кд 1006К	1010	850
Кд 2006К	1650	1610

Таблица III.6

Размеры в *мм* секций фильтров кондиционеров Кд 40, Кд 60, Кд 80 и Кд 120

Индекс секции фильтра	*А*	*Г*	*Д*	*К*	*Н*	H_2	Количество отверстий	
							n	n_1
КдМ 4006	2000	2610	465	828	2635	1750	16	14
КдМ 6006	2625	3010	578	765	3343	2625	21	21
КдМ 8006	3125	3510	578	765	3343	2625	25	21
КдМ 12006					4718	4000	25	32

Таблица III.7

Размеры в *мм* секций фильтров кондиционеров Кд 160, Кд 200, Кд 240

Индекс секции фильтра	*А*	*Б*	*В*	*Г*	*Е*	*Н*	H_1	H_2	Количество отверстий	
									n	n_1
КдМ 16006	4125	2625	1275,5	4725	4173	4716	4048	4000	33	32
КдМ 20006						5718	5048	5000	33	40
КдМ 24006	4875	3125	1525,5	5475	4923	5718	5048	5000	39	40

Модернизированные фильтры КдМ 4006—КдМ 24006 оборудованы механизмом для промывки сеток, маслосъемником для снятия излишков масла с сеток, змеевиками для подогрева масла в зимнее время, трубкой для контроля уровня масла и дренажа воды, попавшей в бак, моновакуумметром для определения сопротивления фильтрующих сеток.

Секции фильтров для кондиционеров Кд 10, Кд 20 и Кд 40 поставляются в собранном, а для кондиционеров Кд 60, Кд 80, Кд 120, Кд 160, Кд 200 и Кд 240 — в разобранном виде.

Электродвигатели фильтров кондиционеров Кд 40, Кд 60, Кд 80, Кд 120, Кд 160, Кд 200 и Кд 240 должны находиться на стороне выхода воздуха из фильтра, а электродвигатели фильтров кондиционеров Кд 10 и Кд 20 должны находиться со стороны обслуживания. Заводом освоен выпуск фильтров Кд 40—Кд 240 с расположением приводов на боковой стенке.

При заказе указывается правое или левое исполнение фильтров.

III.3. СЕКЦИИ ПОДОГРЕВА

Секции подогрева (рис. III.7—III.11 и табл. III.9—III.12) предназначены для подогрева воздуха горячей водой температурой до 150° С. Допускаемое давление воды 6 *кГ/см*^{2}.

В верхней части секций кондиционеров Кд 10, Кд 20, Кд 40, Кд 60, Кд 80 и Кд 120 имеется обводной канал. Количество воздуха, проходящего через него, может регулироваться сдвоенным секционным клапаном, установленным совместно с секцией подогрева.

Нагревательные элементы представляют собой оцинкованные трубки, оребренные спирально навитой стальной лентой. В однорядных, двухрядных и трехрядных секциях имеются соответственно один, два или три ряда

Таблица III.8

Основные технические данные секций фильтров кондиционеров

Индекс секции фильтра	Живое сечение прохода воздуха в $м^2$	Сопротивление по воздуху в $кГ/м^2$	Удельная нагрузка в $м^3/м^2 \cdot ч$	Количество приводов	Тип электродвигателя	Установленная мощность электродвигателя в *квт*	Емкость масляного бака в *л*	Вес в *кг*
Кд 1006к	1	10	10 000	1	АОЛ21-4	0,27	75	213
Кд 2006к	2	10	10 000	1	АОЛ21-4	0,27	135	292
КдМ 4006	3,51	13,5	11 350	1			185	626
КдМ 6006	6,38	10,5	9 400	1			570	1100
КдМ 8006	7,65	11,5	10 400	1			680	1200
КдМ 12006(м), КдМ 12006	11,75	11,5	10 200	1	АО221-4	1,1	680	1405
КдМ 16006	14,65	12	10 900	2			875	2223
КдМ 20006	18,3	12	10 900	2			875	2330
КдМ 24006	22,1	12	10 900	2			1038	2580

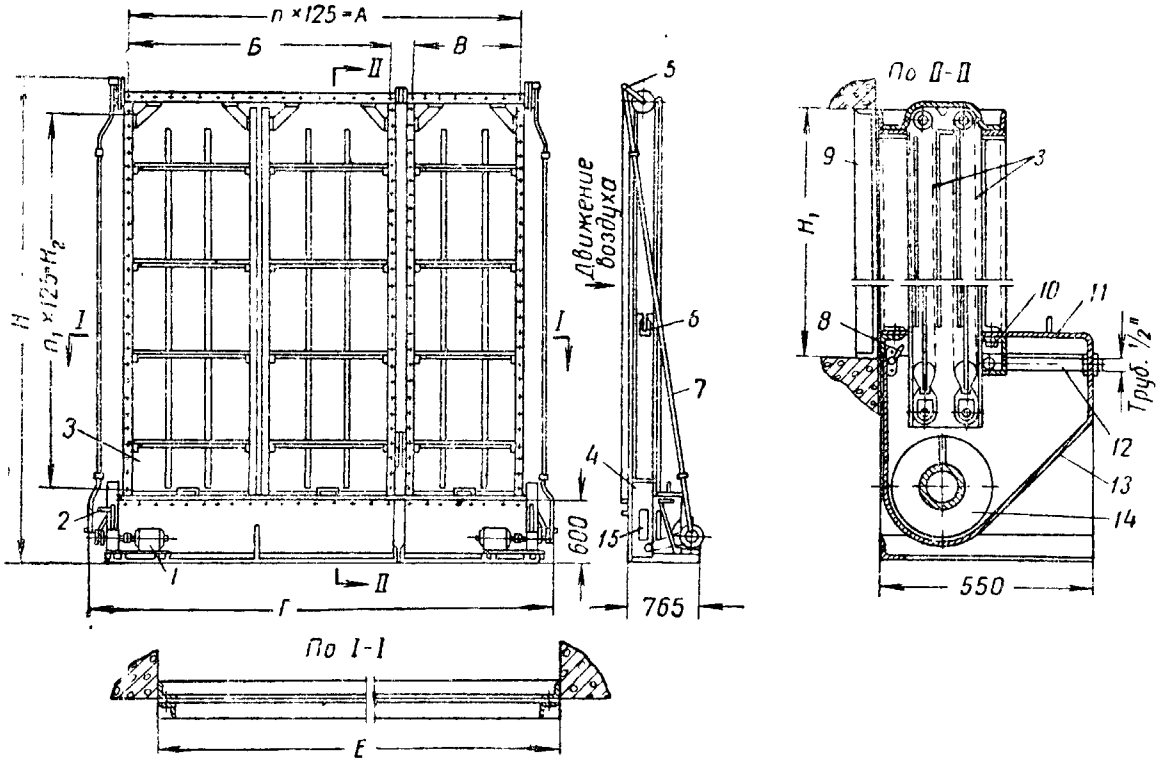


Рис. III.6. Фильтры масляные самоочищающиеся КдМ 16006, КдМ 20006 и КдМ 24006 для кондиционеров Кд 160, Кд 200 и Кд 240

1 — привод; *2* — трубка для отвода конденсата; *3* — сетки; *4* — колодец шламовый; *5* — храповой механизм; *6* — мановакуумметр; *7* — штанга; *8* — промыватель сеток; *9* — контрфланец; *10* — маслосъемник; *11* — крышка бака; *12* — система подогрева масла; *13* — бак для масла; *14* — шнек; *15* — лоток для удаления шлама

Таблица III.9

Размеры в *мм* секций подогрева кондиционеров Кд 10, Кд 20, Кд 40

Индекс секции подогрева	Число рядов труб по ходу воздуха	*А*	$А_1$	$А_2$	$А_3$	*Б*	$Б_1$	*Г*	*С*	$С_1$	$С_2$	$С_3$	*Е*	$Е_1$	Количество шагов	
															n	n_1
Кд 1017К Кд 1018К Кд 1019К	1 2 3	905	850	776	750	1374	1250	266	37	50	62	37	986	60	6	10
Кд 2017К Кд 2018К Кд 2019К	1 2 3	1670	1610	1536	1500	1374	1250	266	37	55	62	37	980	63	12	10
Кд 4017 Кд 4018 Кд 4019	1 2 3	2178	2126	2042	2000	1876	1750	428	40	63	65	40	1280	88	16	14

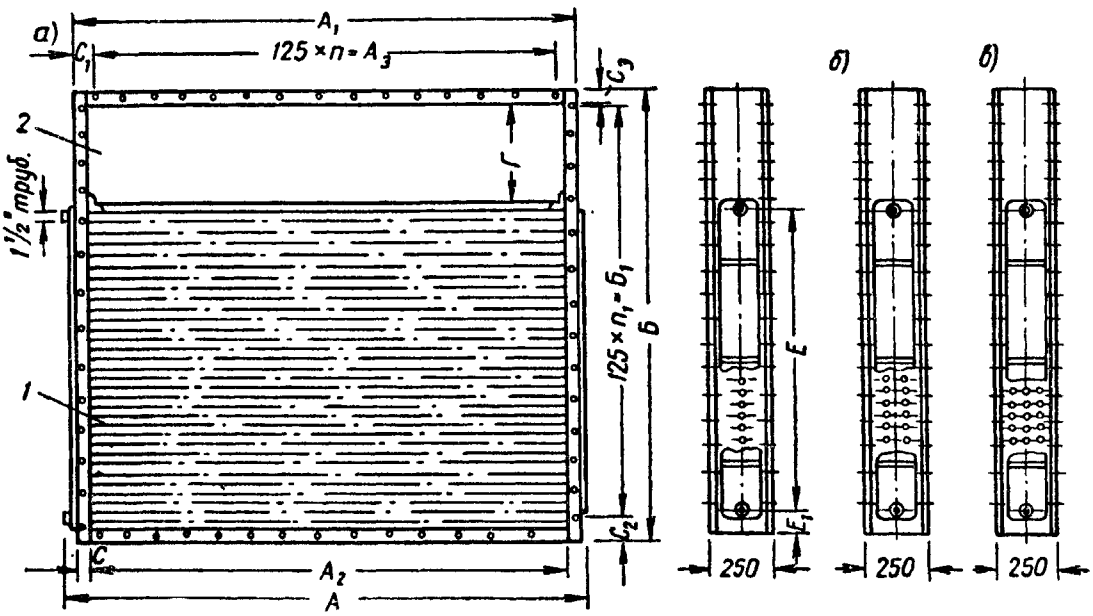


Рис. III.7. Секции подогрева для кондиционеров Кд 10, Кд 20 и Кд 40

а — однорядные секции Кд 1017К, Кд 2017К и Кд 4017; *б* — двухрядные секции Кд 1018К, Кд 2018К и Кд 4018; *в* — трехрядные секции 1019К, Кд 2019К и Кд 4019; *1* — калорифер; *2* — обводной канал

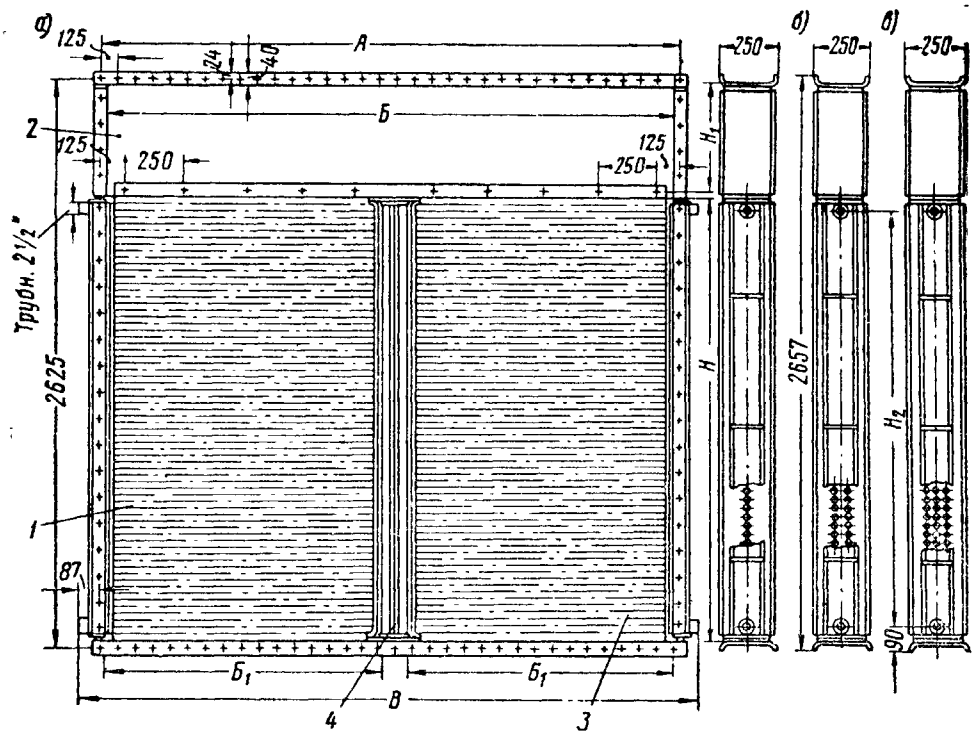


Рис. III.8. Секции подогрева для кондиционеров Кд 60 и Кд 80

а — однорядные секции Кд 6017 и Кд 8017; *б* — двухрядные секции Кд 6018 и Кд 8018; *в* — трехрядные секции Кд 6019 и Кд 8019; *1* — калорифер левый; *2* — обводной канал; *3* — калорифер правый; *4* — перегородка

Таблица III.10

Размеры в *мм* секций подогрева кондиционеров Кд 60 и Кд 80

Индекс секции подогрева	Число рядов труб по ходу воздуха	*А*	*Б*	$Б_1$	*В*	*Н*	H_1	H_2
Кд 6017 Кд 6018 Кд 6019	1 2 3	2625	2577	1237	2799	2064	521	1960
Кд 8017 Кд 8018 Кд 8019	1 2 3	3125	3077	1487	3299	1767	818	1666

Таблица III.11

Размеры в *мм* секций подогрева кондиционеров Кд 160 и Кд 200

Индекс секции подогрева	Число рядов труб по ходу воздуха	*Д*	*Н*	H_1	H_2	*а*	*б*	*в*	*г*
Кд 16023 Кд 16024	1 2	4048	4600	3952	4000	638	1303	1344	1303
Кд 20023 Кд 20024	1 2	5048	5600	4960	5000	633	1682	1596	1682

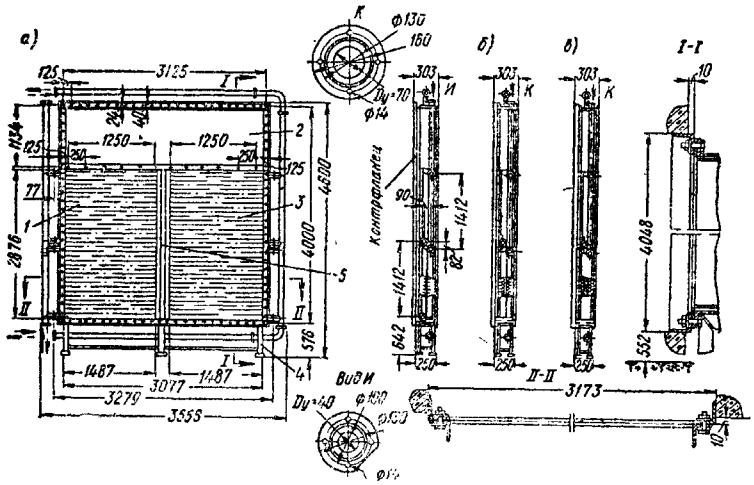


Рис. III.9. Секции подогрева для кондиционеров Кд 120

а — однорядная секция Кд 12017; *б* — двухрядная секция Кд 12018; *в* — трехрядная секция Кд 12019; *1* — калорифер левый; *2* — обводной канал; *3* — калорифер правый; *4* — подставка; *5* — перегородка

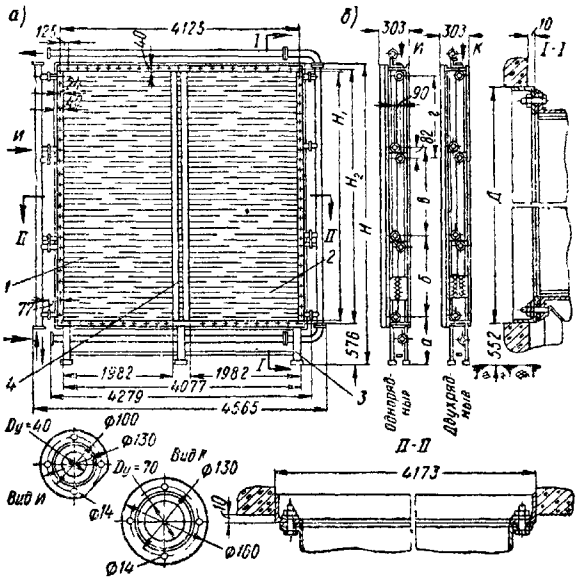


Рис. III.10. Секции подогрева для кондиционеров Кд 160 и Кд 200

а — однорядные секции Кд 16023 и Кд 20023; *б* — двухрядные секции Кд 16024 и Кд 20024; *1* — калорифер левый; *2* — калорифер правый; *3* — подставка; *4* — перегородка

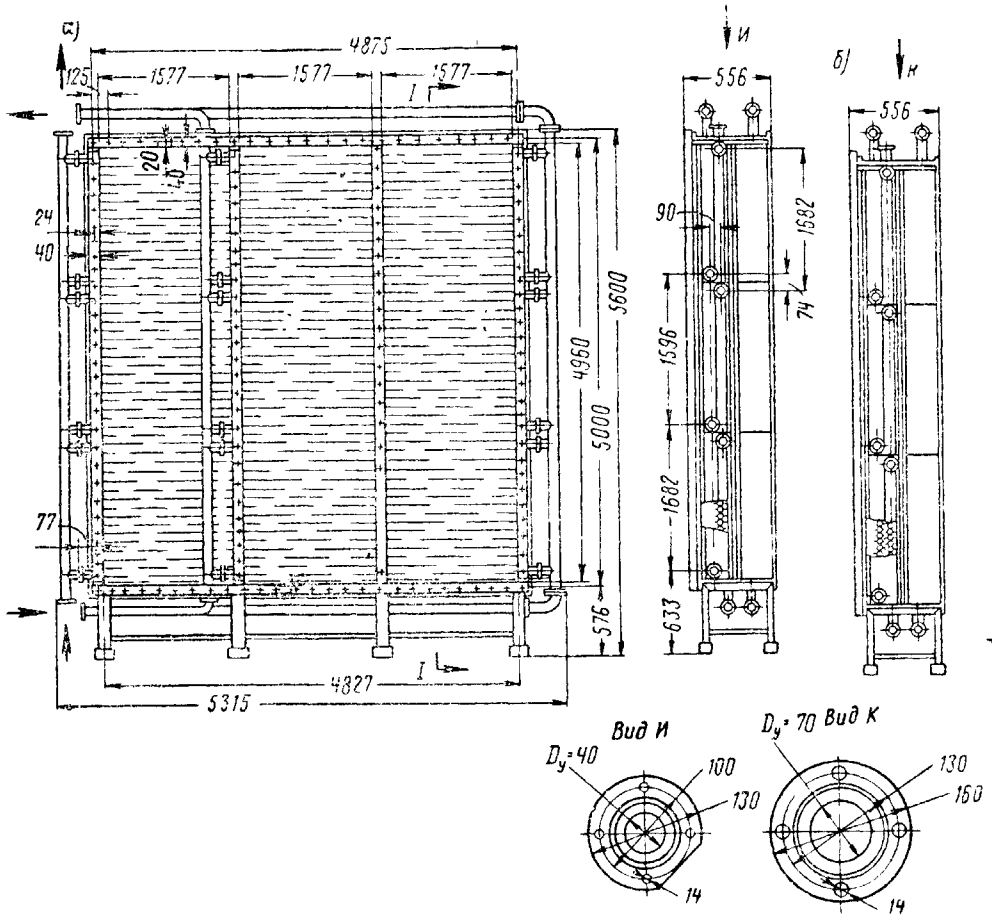


Рис. III.11. Секции подогрева для кондиционеров Кд 240

а — однорядная секция Кд 24023; *б* — двухрядная секция Кд 24024

Таблица III.12

Основные технические данные секций подогрева

Индекс секции подогрева	Число рядов труб по ходу воздуха	Теплоотдающая поверхность в $м^2$	Сечение обводного канала в $м^2$	Живое сечение для прохода воздуха в $м^2$	Сопротивление проходу воздуха в $кГ/м^2$	Количество ходов по теплоносителю	Количество трубок в одном ходе	Общее количество трубок	Живое сечение одного хода для прохода теплоносителя в $м^2$	Вес в *кг*
Кд 1017К	1	13,57	0,206	0,353	9,1	12	2	24	0,00051	112,9
Кд 1018К	2	27,14			14,1	12	4	48	0,00102	151,1
Кд 1019К	3	40,71			20,4	12	6	72	0,00153	189
Кд 2017К	1	26,85	0,41	0,698	9,3	6	4	24	0,00102	162
Кд 2018К	2	53,7			14,8	6	8	48	0,00204	237,2
Кд 2019К	3	80,56			20,9	6	12	72	0,00306	312
Кд 4017	1	47,6	0,8	1,183	9,41	6	5 6	32	0,00127 0,00152	280
Кд 4018	2	95,2			12,9	6	10 12	64	0,00254 0,00304	428
Кд 4019	3	142,7			18,4	6	15 18	96	0,00381 0,00456	573
Кд 6017	1	86,92	1,24	2,194	6,01	6	7 8 9	98	0,00178 0,00203 0,00229	566
Кд 6018	2	173,84			8,25	6	14 16 18	196	0,00356 0,00406 0,00458	838
Кд 6019	3	260,76			11,7	6	21 24 27	294	0,00533 0,00610 0,00687	1110
Кд 8017	1	89,56	2,39	2,26	10,8	6	7	84	0,00178	550
Кд 8018	2	179,12			14,8	6	14	168	0,00356	830
Кд 8019	3	268,68			21	6	21	252	0,00534	1110
Кд 12017	1	140,72	3,34	3,55	9,88	6	5 6	132	0,00127 0,00152	984
Кд 12017(м)	1	140,72			9,88	6	5 6	132	0,00127 0,00152	953
Кд 12018	2	281,44			13,8	6	10 12	264	0,00254 0,00304	1460
Кд 12018(м)	2	281,44			13,8	6	10 12	264	0,00254 0,00304	1429
Кд 12019	3	422,16			19,2	6	15 18	396	0,00381 0,00457	1901
Кд 12019(м)	3	422,16			19,2	6	15 18	396	0,00381 0,00457	1870
Кд 16023	1	267,14	—	6,75	4,86	6	5 6	188	0,00127 0,00152	1527
Кд 16024	2	534,3	—	6,75	6,66	6	10 12	376	0,00254 0,00304	2408
Кд 20023	1	335,36	—	8,5	4,86	8 6 8	5 6 7	236	0,00127 0,00152 0,00178	1854
Кд 20024	2	670,77	—	8,5	6,66	8 6 8	10 12 14	472	0,00254 0,00304 0,00356	2957
Кд 24023	1	400,3	—	10,3	4,95	8 6 8	5 6 7	354	0,00127 0,00152 0,00178	2447
Кд 24024	2	800,6	—	10,3	6,77	8 6 8	10 12 14	708	0,00254 0,00304 0,00356	3872

нагревательных трубок по ходу воздуха. Движение теплоносителя по трубкам многоходовое. Секции для кондиционеров Кд 10, Кд 20 и Кд 40 поставляются в собранном, а для остальных — в разобранном виде.

Секции подогрева для кондиционеров Кд 120, Кд 160, Кд 200 и Кд 240 комплектуются присоединительным трубопроводом и контрфланцами.

III.4. ПОВЕРХНОСТНЫЕ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛИ

Поверхностные воздухоохладители предназначены для охлаждения воздуха хладоносителем.

Воздухоохладители выполняются с орошением (рис. III.12—III.14 и табл. III.13—III.15) и без орошения (рис. III.15 и III.16, табл. III.14—III.16) внешней по-

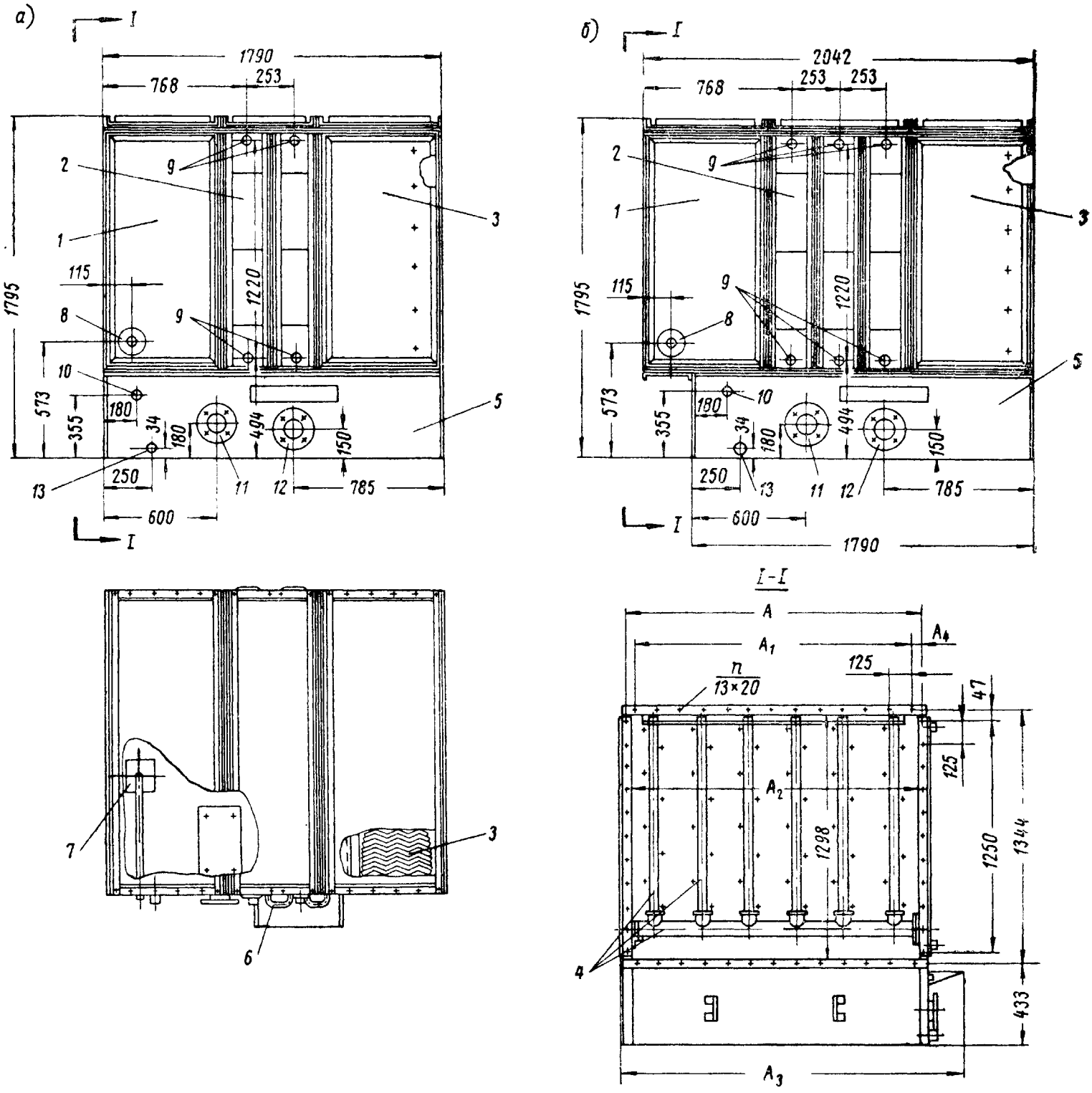


Рис. III.12. Воздухоохладители поверхностные орошаемые для кондиционеров Кд 10 и Кд 20

а — воздухоохладители четырехрядные Кд 1004/4 и Кд 2004/4, пятирядные Кд 1004/5 и Кд 2004/5 и шестирядные Кд 1004/6 и Кд 2004/6; *б* — воздухоохладители семирядные Кд 1004/7 и Кд 2004/7, восьмирядные Кд 1004/8 и Кд 2004/8 и девятирядные Кд 1004/9 и Кд 2004/9; *1* — камера орошения; *2* — теплообменник; *3* — пакеты каплеуловителей; *4* — оросительная система с форсунками; *5* — бак; *6* — фильтр; *7* — шаровой клапан; *8* — фланец D_y=70 для подвода воды к коллектору оросительной системы; *9* — фланцы D_y=40 для подвода и отвода воды из теплообменников; *10* — фланец D_y=25 для подвода воды к шаровому клапану; *11* — фланец D_y=100 для перелива воды; *12* — фланец D_y=100 для отвода воды из бака к насосу; *13* — патрубок D_y=50 для слива воды

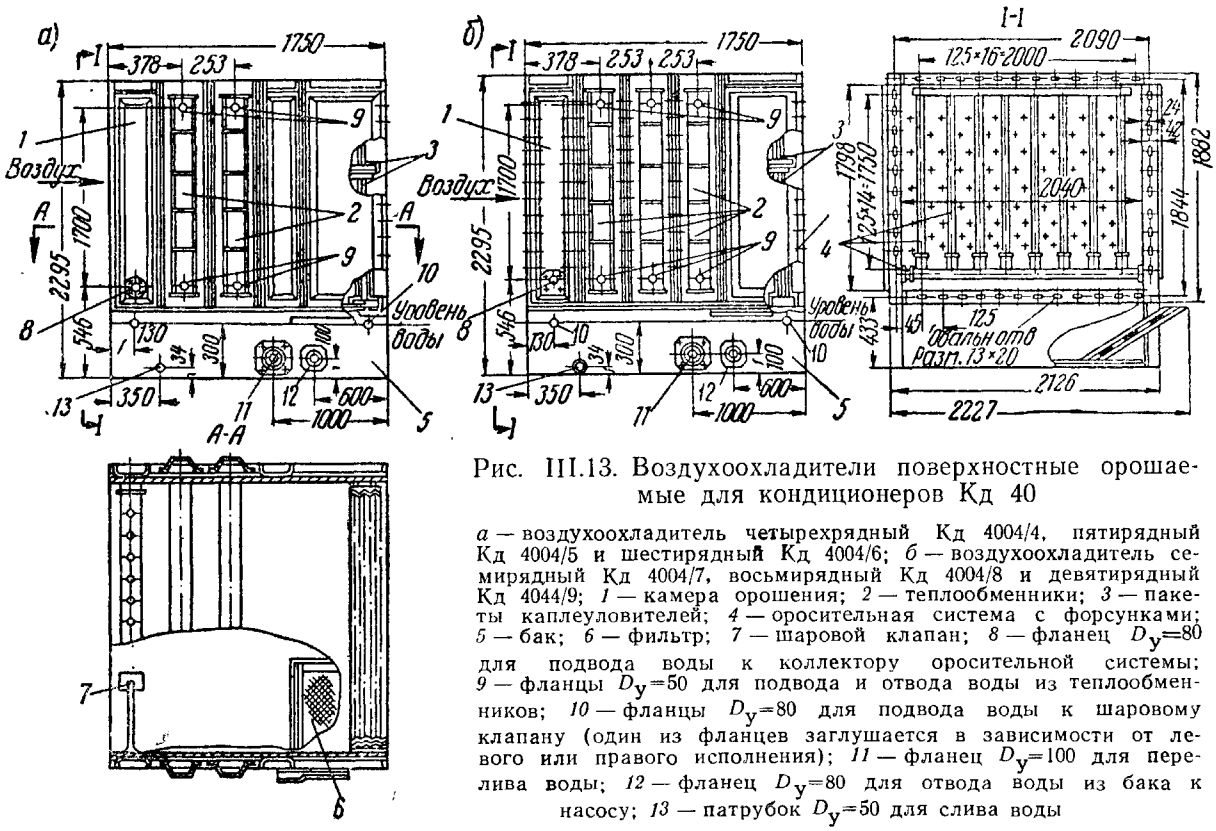


Рис. III.13. Воздухоохладители поверхностные орошаемые для кондиционеров Кд 40

а — воздухоохладитель четырехрядный Кд 4004/4, пятирядный Кд 4004/5 и шестирядный Кд 4004/6; *б* — воздухоохладитель семирядный Кд 4004/7, восьмирядный Кд 4004/8 и девятирядный Кд 4044/9; *1* — камера орошения; *2* — теплообменники; *3* — пакеты каплеуловителей; *4* — оросительная система с форсунками; *5* — бак; *6* — фильтр; *7* — шаровой клапан; *8* — фланец $D_у$=80 для подвода воды к коллектору оросительной системы; *9* — фланцы $D_у$=50 для подвода и отвода воды из теплообменников; *10* — фланцы $D_у$=80 для подвода воды к шаровому клапану (один из фланцев заглушается в зависимости от левого или правого исполнения); *11* — фланец $D_у$=100 для перелива воды; *12* — фланец $D_у$=80 для отвода воды из бака к насосу; *13* — патрубок $D_у$=50 для слива воды

Таблица III.13

Размеры в *мм* орошаемых воздухоохладителей для кондиционеров Кд 10 и Кд 20

Индекс охладителя	Размеры в *мм*					Количество отверстий *n*
	A	A_1	A_2	A_3	A_4	
Кд 1004/4 Кд 1004/5 Кд 1004/6 Кд 1004/7 Кд 1004/8 Кд 1004/9	820	750	772	1042	35	36
Кд 2004/4 Кд 2004/5 Кд 2004/6 Кд 2004/7 Кд 2004/8 Кд 2004/9	1580	1500	1532	1802	40	48

верхности теплообменников. Каждый теплообменник по глубине имеет два или три ряда труб, оребренных спирально навитой стальной лентой. В зависимости от количества устанавливаемых теплообменников воздухоохладители могут иметь по ходу воздуха от 4 до 9 труб. Движение хладоносителя по трубкам теплообменников многоходовое. Допускаемое давление воды 6 *кГ/см*^{2}. По хладоносителю теплообменники могут соединяться параллельно или последовательно. Камера орошения состоит из одного ряда стояков с центробежными тангенциальными форсунками. Диаметры выходных отверстий форсунок могут составлять 3; 3,5; 4; 4,5; 5 и 5,5 *мм* в соответствии с проектом установки кондиционера.

Плотность расположения форсунок в оросительной сети — 24 *шт м*^{3}*/ряд*. Факелы воды направлены по движению воздуха. Давление воды перед форсунками ре-

Таблица III.14

Размеры орошаемых и неорошаемых воздухоохладителей для кондиционеров Кд 60 и Кд 80

Индекс охладителя	Размеры в *мм*					
	A	A_1	A_2	*Б*	*L*	*n*
Орошаемые воздухоохладители						
Кд 6004/4 Кд 6004/5 Кд 6004/6 Кд 6004/7 Кд 6004/8 Кд 6004/9	2577	2625	2661	2779	2766	84
Кд 8004/4 Кд 8004/5 Кд 8004/6 Кд 8004/7 Кд 8004/8 Кд 8004/9	3077	3125	3161	3279	3266	92
Неорошаемые воздухоохладители						
Кд 6040/4 Кд 6040/5 Кд 6040/6 Кд 6040/7 Кд 6040/8 Кд 6040/9	2577	2625	2661	2779	—	84
Кд 8040/4 Кд 8040/5 Кд 8040/6 Кд 8040/7 Кд 8040/8 Кд 8040/9	3077	3125	3161	3279	—	92

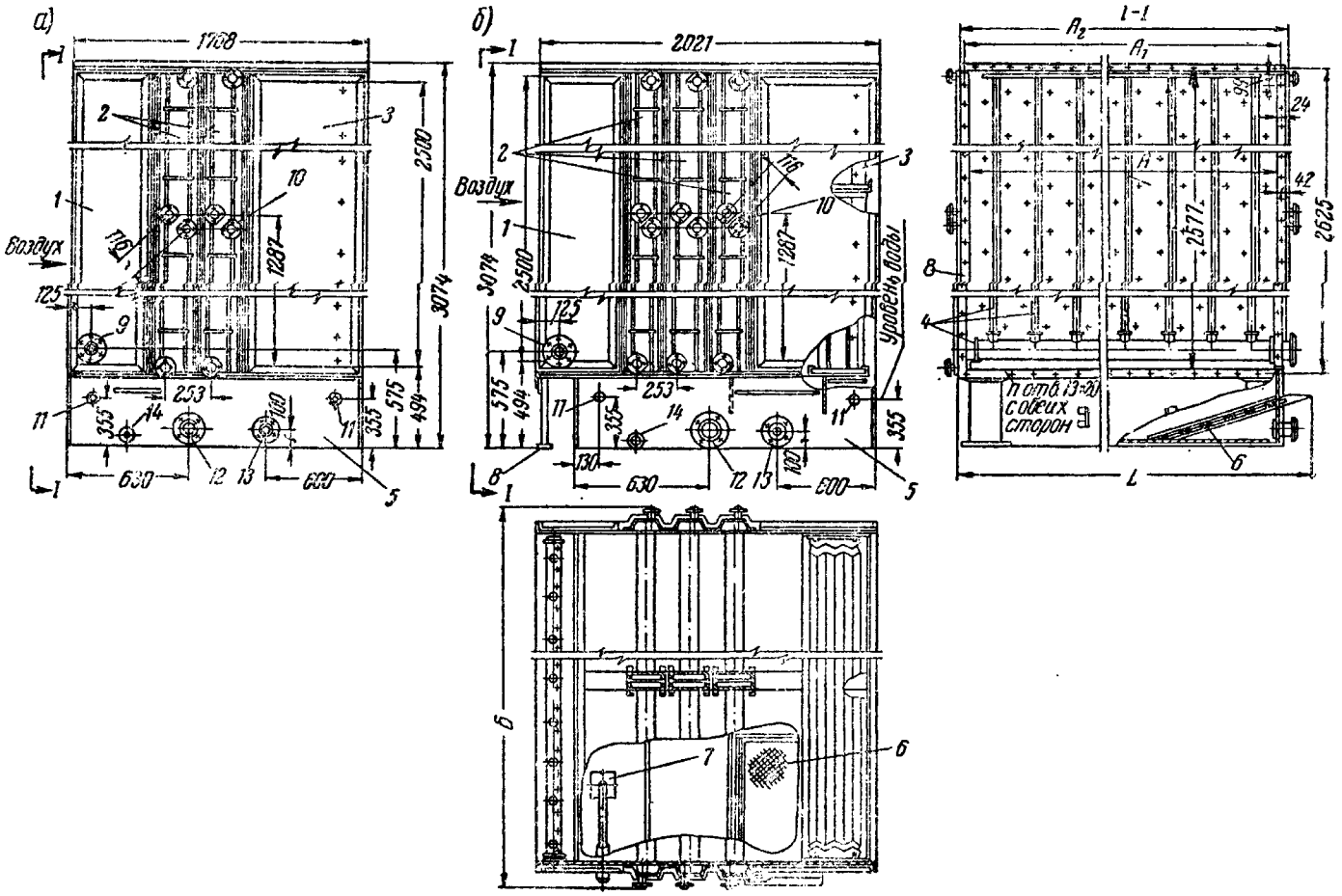


Рис. III.14. Воздухоохладители поверхностные орошаемые для кондиционеров Кд 60 и Кд 80

а — воздухоохладители четырехрядные Кд 6004/4 и Кд 8004/4, пятирядные Кд 6004/5 и Кд 8004/5 и шестирядные Кд 6004/6 и Кд 8004/6; *б* — воздухоохладители семирядные Кд 6004/7 и Кд 8004/7, восьмирядные Кд 6004/8 и Кд 8004/8 и девятирядные Кд 6004/9 и Кд 8004/9; *1* — камера орошения; *2* — теплообменники; *3* — пакеты каплеуловителей; *4* — оросительная система с форсунками; *5* — бак; *6* — фильтр; *7* — шаровой клапан; *8* — подставка; *9* — фланец $D_у$=125 для подвода воды к коллектору оросительной системы; *10* — фланцы $D_у$=50 для подвода и отвода воды из теплообменников; *11* — фланцы $D_у$=25 для подвода воды к шаровому клапану (один из фланцев заглушается в зависимости от левого или правого исполнения); *12* — фланец $D_у$=100 для перелива воды; *13* — фланец $D_у$=80 для отвода воды из бака к насосу; *14* — патрубок $D_у$=50 для слива воды

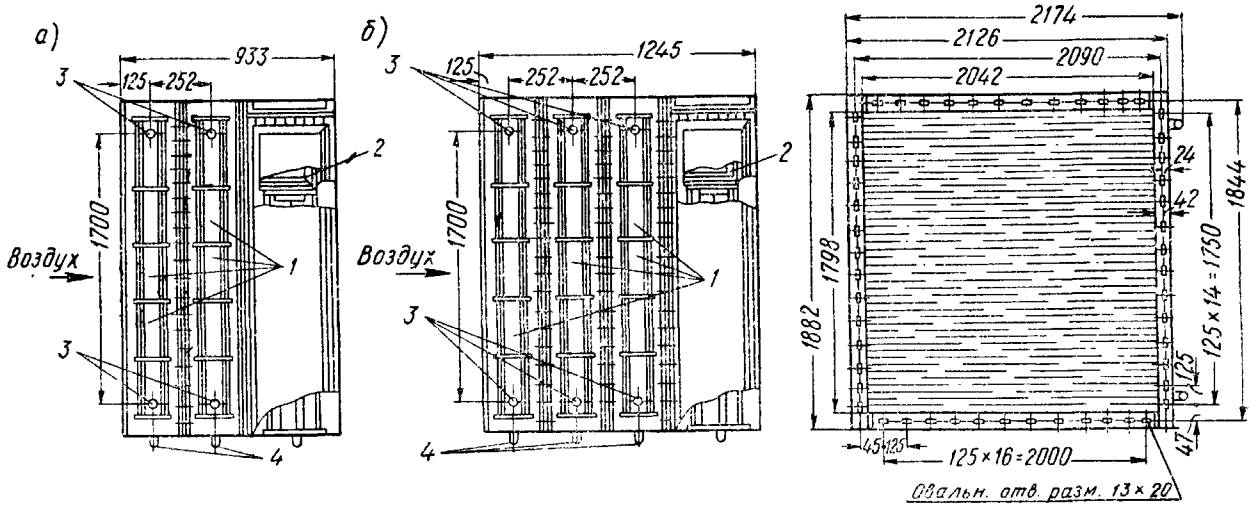


Рис. III.15. Воздухоохладители поверхностные неорошаемые для кондиционеров Кд 40

а — воздухоохладитель четырехрядный Кд 4040/4, пятирядный Кд 4040/5 и шестирядный Кд 4040/6; *б* — воздухоохладитель семирядный Кд 4040/7, восьмирядный Кд 4040/8 и девятирядный Кд 4040/9; *1* — теплообменники; *2* — пакеты каплеуловителей; *3* — патрубки $D_у$=40 для подвода и отвода воды из теплообменников; *4* — патрубки $D_у$=40 для отвода конденсата

Таблица III.15

Основные технические данные орошаемых поверхностных воздухоохладителей для кондиционеров Кд 10, Кд 20, Кд 40, Кд 60 и Кд 80

Индекс охладителя	Поверхность охлаждения в $м^2$	Количество теплообменников в шт.				Число рядов теплообменников по ходу воздуха		Количество трубок в шт.		Живое сечение для прохода воды каждого теплообменника в $м^2$		Живое сечение для прохода воздуха в $м^2$	Количество форсунок в шт.	Вес в кг
		двухрядных	трехрядных	всего в установке	в живом сечении для прохода воздуха	из двухрядных теплообменников	из трехрядных теплообменников	по ходу воздуха	по высоте	двухрядного	трехрядного			
Кд 1004/4	64,3	2	—	2	1	2	—	4	30	0,00254	—	0,41	24	838
Кд 1004/5	80	1	1	2	1	1	1	5	30	0,00254	0,00381	0,41	24	888
Кд 1004/6	96,5	—	2	2	1	—	2	6	30	—	0,00381	0,41	24	940
Кд 1004/7	112,6	2	1	3	1	2	1	7	30	0,00254	0,00381	0,41	24	1067
Кд 1004/8	128,6	1	2	3	1	1	2	8	30	0,00254	0,00381	0,41	24	1119
Кд 1004/9	144,7	—	3	3	1	—	3	9	30	—	0,00381	0,41	24	1172
Кд 2004/4	129,4	2	—	2	1	2	—	4	30	0,00254	—	0,81	48	1265
Кд 2004/5	161,7	1	1	2	1	1	1	5	30	0,00254	0,00381	0,81	48	1367
Кд 2004/6	194	—	2	2	1	—	2	6	30	—	0,00381	0,81	48	1470
Кд 2004/7	226,4	2	1	3	1	2	1	7	30	0,00254	0,00381	0,81	48	1662
Кд 2004/8	258,7	1	2	3	1	1	2	8	30	0,00254	0,00381	0,81	48	1765
Кд 2004/9	291,1	—	3	3	1	—	3	9	30	—	0,00381	0,81	48	1868
Кд 4004/4	245,96	2	—	2	1	2	—	4	42	0,00254	—	1,552	88	1950
Кд 4004/5	307,45	1	1	2	1	1	1	5	42	0,00254	0,00381	1,552	88	2160
Кд 4004/6	368,94	—	2	2	1	—	2	6	42	—	0,00381	1,552	88	2370
Кд 4004/7	430,43	2	1	3	1	2	1	7	42	0,00254	0,00381	1,552	88	2600
Кд 4004/8	491,92	1	2	3	1	1	2	8	42	0,00254	0,00381	1,552	88	2860
Кд 4004/9	553,41	—	3	3	1	—	3	9	42	—	0,00381	1,552	88	3600
Кд 6004/4	425,6	8	—	8	4	2	—	4	60	0,00254	—	2,688	160	
Кд 6004/5	532,0	4	4	8	4	1	1	5	60	0,00254	0,00381	2,688	160	
Кд 6004/6	638,4	—	8	8	4	—	2	6	60	—	0,00381	2,688	160	
Кд 6004/7	744,8	8	4	12	4	2	1	7	60	0,00254	0,00381	2,688	160	
Кд 6004/8	851,8	4	8	12	4	1	2	8	60	0,00254	0,00381	2,688	160	
Кд 6004/9	957,6	—	12	12	4	—	3	9	60	—	0,00381	2,688	160	
Кд 8004/4	511,68	8	—	8	4	2	—	4	60	0,00254	—	3,2	192	
Кд 8004/5	639,6	4	4	8	4	1	1	5	60	0,00254	0,00381	3,2	192	
Кд 8004/6	767,52	—	8	8	4	—	2	6	60	—	0,00381	3,2	192	
Кд 8004/7	895,44	8	1	12	4	2	1	7	60	0,00254	0,00381	3,2	192	
Кд 8004/8	1023,36	4	4	12	4	1	2	8	60	0,00254	0,00381	3,2	192	
Кд 8004/9	1151,28	—	12	12	4	—	3	9	60	—	0,00381	3,2	192	

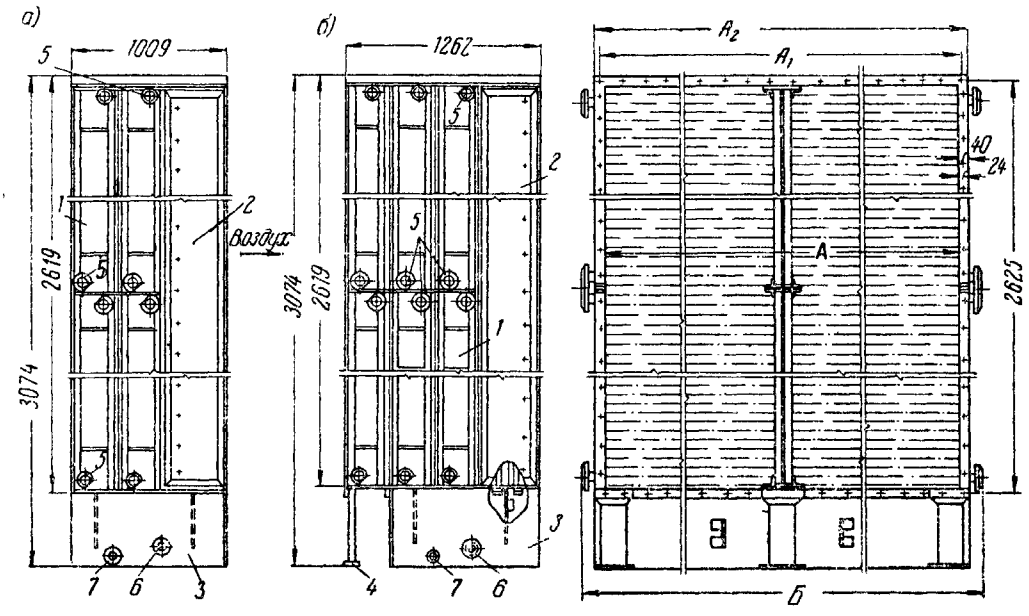


Рис. III.16. Воздухоохладители поверхностные неорошаемые для кондиционеров Кд 60 и Кд 80

а — воздухоохладители четырехрядные Кд 6040/4 и Кд 8040/4, пятирядные Кд 6040/5 и Кд 8040/5 и шестирядные КД 6040/6 и Кд 8040/6; *б*—воздухоохладители семирядные Кд 6040/7 и Кд 8040/7, восьмирядные Кд 6040/8 и Кд 8040/8 и девятирядные Кд 6040/9 и Кд 8040/9; *1* — теплообменник; *2* — пакеты каплеуловителей; *3* — бак; *4* — подставка; *5* — фланцы D_y=50 для подвода и отвода воды из теплообменника; *6* — фланец D_y=50 для перелива воды; *7* — патрубок D_y=50 для слива воды

Таблица III.16

Основные технические данные неорошаемых поверхностных воздухоохладителей для кондиционеров Кд 10, Кд 20, Кд 40, Кд 60 и Кд 80

Индекс охладителя	Поверхность охлаждения в $м^2$	Количество теплообменников в шт.				Число рядов теплообменников по ходу воздуха		Количество трубок в шт.		Живое сечение для прохода хладоносителя каждого теплообменника в $м^2$		Живое сечение для прохода воздуха в $м^2$	Вес в кг
		двухрядных	трехрядных	всего в установке	в живом сечении для прохода воздуха	из двухрядных теплообменников	из трехрядных теплообменников	по ходу воздуха	по высоте	двухрядного	трехрядного		
Кд 1040/4	64,3	2	—	2	1	2	—	4	30	0,00254	—	0,41	—
Кд 1040/5	80	1	1	2	1	1	1	5	30	0,00254	0,00381	0,41	—
Кд 1040/6	96,5	—	2	2	1	—	2	6	30	—	0,00381	0,41	—
Кд 1040/7	112,6	2	1	3	1	2	1	7	30	0,00254	0,00381	0,41	—
Кд 1040/8	128,6	1	2	3	1	1	2	8	30	0,00254	0,00381	0,41	—
Кд 1040/9	144,7	—	3	3	1	—	3	9	30	—	0,00381	0,41	—
Кд 2040/4	129,4	2	—	2	1	2	—	4	30	0,00254	—	0,81	—
Кд 2040/5	161,7	1	1	2	1	1	1	5	30	0,00254	0,00381	0,81	—
Кд 2040/6	194	—	2	2	1	—	2	6	30	—	0,00381	0,81	—
Кд 2040/7	226,4	2	1	3	1	2	1	7	30	0,00254	0,00381	0,81	—
Кд 2040/8	258,7	1	2	3	1	1	2	8	30	0,00254	0,00381	0,81	—
Кд 2040/9	291,1	—	3	3	1	—	3	9	30	—	0,00381	0,81	—
Кд 4040/4	245,96	2	—	2	1	2	—	4	42	0,00254	—	1,552	1637
Кд 4040/5	307,45	1	1	2	1	1	1	5	42	0,00254	0,00381	1,552	1819
Кд 4040/6	368,94	—	2	2	1	—	2	6	42	—	0,00381	1,552	2011
Кд 4040/7	430,43	2	1	3	1	2	1	7	42	0,00254	0,00381	1,552	2333
Кд 4040/8	491,92	1	2	3	1	1	2	8	42	0,00254	0,00381	1,552	2528
Кд 4040/9	553,41	—	3	3	1	—	3	9	42	—	0,00381	1,552	2720
Кд 6040/4	425,6	8	—	8	4	2	—	4	60	0,00254	—	2,688	—
Кд 6040/5	532,0	4	4	8	4	1	1	5	60	0,00254	0,00381	2,688	—
Кд 6040/6	638,4	—	8	8	4	—	2	6	60	—	0,00381	2,688	—
Кд 6040/7	744,8	8	4	12	4	2	1	7	60	0,00254	0,00381	2,668	—
Кд 6040/8	851,8	4	8	12	4	1	2	8	60	0,00254	0,00381	2,688	—
Кд 6040/9	957,6	—	12	12	4	—	3	9	60	—	0,00381	2,688	—
Кд 8040/4	511,68	8	—	8	4	2	—	4	60	0,00254	—	3,2	—
Кд 8040/5	639,6	4	4	8	4	1	1	5	60	0,00254	0,00381	3,2	—
Кд 8040/6	767,52	—	8	8	4	—	2	6	60	—	0,00381	3,2	—
Кд 8040/7	895,44	8	4	12	4	2	1	7	60	0,00254	0,00381	3,2	—
Кд 8040/8	1023,36	4	8	12	4	1	2	8	60	0,00254	0,00381	3,2	—
Кд 8040/9	1151,28	—	12	12	4	—	3	9	60	—	0,00381	3,2	—

комендуется принимать в пределах 1,2—1,5 *ати*. Скорость движения воздуха в поперечном сечении камеры орошения не более 3 *м/сек*.

Воздухоохладители поставляются в собранном виде. Данные для расчета поверхностных воздухоохладителей кондиционеров приведены в п. 7.6.

При заказе указываются: индекс изделия, исполнение воздухоохладителей (правое или левое), диаметр выходного отверстия сопла форсунок.

III.5. ВЕНТИЛЯТОРНЫЕ УСТАНОВКИ

Вентиляторные установки (табл. III.17—III.20), изготовляемые харьковским заводом «Кондиционер», предназначены для перемещения воздуха в приточных

Таблица III.17

Кондиционер	Обозначение вентиляторной установки	Тип и номер вентилятора	№ таблиц технических характеристик
Кд 10	ВУ 0611	Ц4—70 № 6	III. 18
Кд 20	ВУ 0811	Ц4—70 № 8	III. 18
Кд 40	ВУ 1211	Ц4—70 № 12	III. 19
Кд 60	ВУ 1611А	Ц4—76 № 16	III. 19
Кд 80	ВУ 1611А	Ц4—76 № 20	III. 19
Кд 120	ВУ 2011А	Ц4—76 № 20	III. 20
Кд 160	ВУ 1621	Ц4—100/2 №16/2	III. 20
Кд 200	ВУ 2021	Ц4—100 № 20/2	III. 20
Кд 240	ВУ 2021	Ц4—100 № 20/2	III. 19

Таблица III.18

Технические данные вентиляторных установок для кондиционеров Кд 10 и Кд 20

Индекс вентиляторной установки	Вентилятор				Направляющий аппарат		Электродвигатель			Вес установки в кг
	тип	схема исполнения	число оборотов колеса в *мин*	полный напор в $кГ/м^3$	тип	угол установки лопаток в *град*	тип	мощность в *квт*	скорость вращения в *об/мин*	
Кд 1061К	Ц4—70 № 6	1	1440	60	—	0	А—52—4	7	1440	310
Кд 1062К	Ц4—70 № 6	1	1440	80	НА—06—11	32	А—52—4	7	1440	310
Кд 1063К	Ц4—70 № 6	1	1440	100	—	47	А—52—4	7	1440	310
Кд 2010А	Ц4—70 № 8	6	1030	60	—	—	АО—52—4	7	1440	675
Кд 2010Б	Ц4—70 № 8	6	1100	80	—	—	АО—62—4	10	1450	700
Кд 2010Д	Ц4—70 № 8	6	1180	120	—	—	АО—62—4	10	1450	700

Таблица III.19

Технические данные вентиляторных установок для кондиционеров Кд 40, Кд 60 и Кд 80

Индекс вентиляторной установки	Давление в *кГ/м²*	Вентилятор		Электродвигатель			Индекс направляющего аппарата	Ремень клиновой l=4000 *мм* тип „В" количество в шт.	Вес в *кг*
		$Д_{ср}$ шкива в *мм*	скорость вращения в *об/мин*	$Д_{ср}$ шкива в *мм*	скорость вращения в *об/мин*	мощность в *квт*			
Кд 4075	60	450	610	285	980	10	НА—1211 или НА—1211Э	4	1273
Кд 4076	80	450	660	310	980	13		4	1298
Кд 4077	120	450	765	350	980	17		5	1336
Кд 6075А	60	570	420	245	980	14	НА—1611 или НА—1611Э	4	2910
Кд 6076А	80	500	475	245	980	20		5	2950
Кд 6077А	120	540	555	315	980	28		5	3155
Кд 8075А	60	500	460	245	980	20		5	2950
Кд 8076А	80	600	510	315	980	28		5	3160
Кд 8077А	120	520	580	315	980	40		5 (тип Г)	3270

Таблица III.20

Технические данные вентиляторных установок для кондиционеров Кд 120, Кд 160, Кд 200, Кд 240

Индекс вентиляторной установки	Давление в *кГ/м²*	Вентилятор		Электродвигатель			Индекс направляющего аппарата	Индекс гидромуфты	Ремень клиновой l=4500 *мм*		Вес в *кг*	
		$Д_{ср}$ шкива в *мм*	скорость вращения в *об/мин*	$Д_{ср}$ шкива в *мм*	скорость вращения в *об/мин*	мощность в *квт*			тип	количество	с направляющим аппаратом	с гидромуфтой
Кд 12075А	60	820	365	315	980	28	НА—2011	—	„В"	5	4010	—
Кд 12076А	80	750	400	315	980	40	НА—2011	ГУ—40А	„Г"	5	4776	4715
Кд 12077А	120	640	465	315	985	55	НА—2011	ГУ—55А	„Г"	6	5026	4965
Кд 16075/2	60	615	480	320	980	40	—	ГУ—40А	„Г"	5	—	4604,5
Кд 16076/2	80	560	525	320	980	55	—	ГУ—55А	„Г"	5	—	4624,5
Кд 16077/2	120	615	600	400	985	75	—	ГУ—75А	„Г"	6	—	4667,5
Кд 20075/2	60	830	355	320	980	55	—	ГУ—55А	—	6	—	6420
Кд 20076/2	80	940	390	400	980	75	—	ГУ—75А	—	6	—	6500
Кд 20077/2	120	800	460	400	980	100	—	ГУ—100	—	7	—	7330
Кд 24075/2	60	785	375	320	980	55	—	ГУ—55А	—	6	—	6440
Кд 24076/2	80	885	415	400	980	75	—	ГУ—75А	—	6	—	6500
Кд 24077/2	120	780	475	400	980	100	—	ГУ—100	—	9	—	7280

системах кондиционирования и вентиляции. Кроме того, они могут применяться для отсасывания воздуха и газов в вытяжных системах, содержащих малоагрессивные примеси. Перемещаемая среда должна иметь температуру не выше 80° С и запыленность нелипкими веществами, пылью, а также другими твердыми частицами в количестве не более 150 *мг/м³*.

Кондиционеры комплектуются вентиляторными установками с вентиляторами следующих типов и номеров (табл. III.17). Помимо вентиляторных установок, указанных в табл. III.17, харьковский завод кондиционеров выпускает вентиляторные установки ВУ-1212, ВУ-1612 и ВУ-2012 на пружинных амортизаторах, которые комплектуются направляющими аппаратами НА-1211 или НА-1211Э для ВУ-1212, НА-1612 для ВУ-1612 и НА-2012 для ВУ-2012.

Аэродинамические характеристики вентиляторов приведены в приложении I.

Вентиляторные установки с вентиляторами № 6, 8 и 12 поставляются в собранном, а с вентиляторами № 16, 20, 16/2, 20/2 — в разобранном виде. Вентиляторные установки с вентиляторами № 12, 16 и 20 комплектуются направляющими аппаратами. Вентиляторные установки с вентиляторами № 16, 20, 16/2 и 20/2 комплектуются гидроустановками для регулирования числа оборотов вентилятора.

Кожух вентиляторов № 6, 8 и 12 неразъемный, вентиляторов № 16, 20, 16/2 и 20/2 разъемный.

При заказе указываются: индекс вентиляторной установки; схема положения кожуха вентилятора и электродвигателя (вид со стороны привода); вентиляторная установка с клапанами, направляющим аппаратом с гидроустановкой или без них; рама, правая или левая (для Кд 60, Кд 80, Кд120, Кд 200, Кд 240).

Фундаментные болты для крепления рам и виброизоляторов заводом не поставляются.

III.6. НАПРАВЛЯЮЩИЕ АППАРАТЫ

Направляющие аппараты (рис. III.17, табл. III.21) предназначены для регулирования производительности и давления вентиляторных установок с вентиляторами № 12, 16 и 20 изменением угла входа потока воздуха на лопатки рабочего колеса и уменьшением сечения вход-

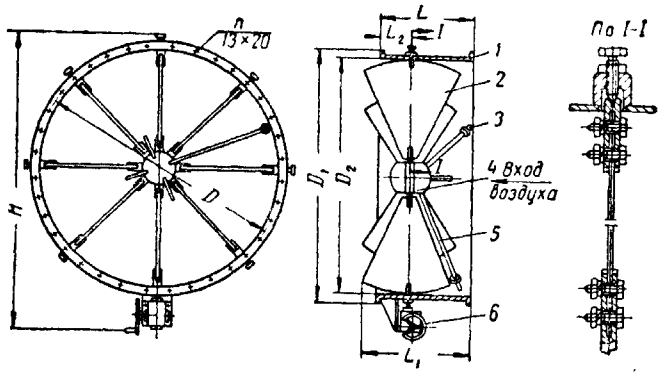


Рис. III.17. Направляющий аппарат с ручным приводом для вентиляторных установок кондиционеров Кд 40, Кд 60, Кд 80 и Кд 120

1 — корпус; *2* — лопатка ведомая; *3* — спица; *4* — механизм поворота лопаток; *5* — лопатка ведущая; *6* — привод

Таблица III.21

Размеры и основные данные направляющих аппаратов для кондиционеров Кд 40, Кд 60, Кд 80, Кд 120 (рис. III.17)

Индекс направляющего аппарата	Размеры в *мм*							Количество отверстий *n*	Вес в *кг*
	H	*D*	D_1	D_2	*L*	L_1	L_2		
НА-1211Э НА-1211	1800 1500	1124	1166	1080	368	518	80	32	111 105
НА-1611Э НА-1611	2155 1855	1490	1518	1438	448	674	82	72	153 147
НА-2011Э НА-2011	2520 2220	1870	1898	1798	565	828	123	72	255 249

ного патрубка вентилятора. Направляющие аппараты могут быть использованы для уменьшения пусковой нагрузки электродвигателя путем полного закрытия аппарата при пуске вентиляторных установок Поворот лопаток осуществляется червячным редуктором с ручным или электрическим приводом.

Направляющие аппараты НА-1211, НА-1611 и НА-2011 комплектуются ручными приводами, НА-1211Э, НА-1611Э и НА-2011Э — электроприводами.

При заказе указываются: исполнение аппарата — левое или правое; привод аппарата — электрический или ручной.

III.7. КЛАПАНЫ ПРИЕМНЫЕ С УТЕПЛЕННЫМИ СТВОРКАМИ

Клапаны приемные (рис. III.18 и III.19, табл. III.22 и III.23) предназначены для защиты кондиционеров от влияния наружного воздуха в период их временной остановки

Клапаны изготовляются в правом и левом исполнении и поставляются для кондиционеров Кд 10, Кд 20, Кд 40, Кд 60 и Кд 80 в собранном, а для кондиционеров Кд 120, Кд 160, Кд 200 и Кд 240 — в разобранном виде.

Сопротивление клапана в открытом положении при номинальной производительности равно 2 *кГ/м²*.

При заказе указывается: исполнение клапана (правое или левое); схема работы клапана с пневмоприводом (ВО — воздух открывает или ВЗ — воздух закрывает); клапан с шипами под изоляцию или без шипов.

III.8. КЛАПАНЫ ПРОХОДНЫЕ

Клапаны проходные (рис. III.20—III.21 и табл. III.24—III.25) предназначены для регулирования количества воздуха, поступающего в смесительные, распределительные камеры или воздуховоды.

Клапаны поставляются в собранном виде. Сопротивление клапана в открытом положении при номинальной производительности равно 2 *кГ/м²*.

При заказе указывается: исполнение клапана (правое или левое); схема работы клапана с пневмоприводом (ВО — воздух открывает или ВЗ — воздух закрывает); клапан с шипами под изоляцию или без шипов.

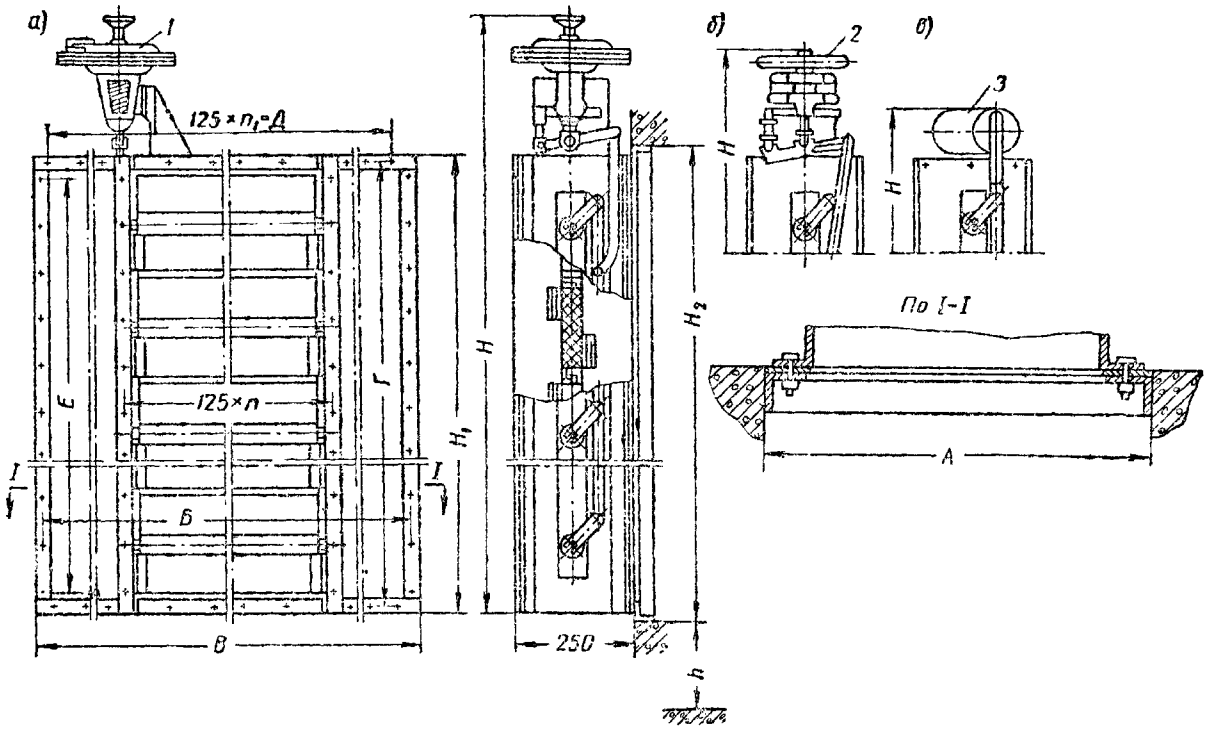


Рис. III.18. Клапаны приемные с утепленными лопатками для кондиционеров Кд 10, Кд 20, Кд 40, Кд 60 и Кд 80

а — клапаны с пневматическим приводом Кд 1027К, Кд 1028К, Кд 2027К, Кд 2028К, Кд 4027, Кд 4028, Кд 6027, Кд 6028, Кд 8027 и Кд 8028; *б* — клапаны с ручным приводом Кд 1026К, Кд 2026К, Кд 4026, Кд 6026 и Кд 8026; *в* — клапаны с электрическим приводом Кд 1029К, Кд 1030К, Кд 2029К, Кд 2030К, Кд 4029, Кд 4030, Кд 6029, Кд 6030, Кд 8029 и Кд 8030; *1* — пневматический привод двухпозиционного или пропорционального регулирования; *2* — ручной привод; *3* — электрический привод двухпозиционного или пропорционального регулирования

Таблица III.22

Основные данные приемных клапанов кондиционеров Кд 10, Кд 20, Кд 40, Кд 60 и Кд 80

Клапаны с ручным приводом			Клапаны с пневматическим приводом				Клапаны с электрическим приводом				Живое сечение в $м^2$	Размеры в *мм*									Количество шагов	
индексы	высота H в *мм*	вес в *кг*	двухпозиционного регулирования	пропорционального регулирования	высота H в *мм*	вес в *кг*	двухпозиционного регулирования	пропорционального регулирования	высота H в *мм*	вес в *кг*		A	$Б$	$В$	$Г$	$Д$	$Е$	H_1	H_2	h	n	n_1
			индекс				индекс															
Кд 1026К	1644	89	Кд 1027К	Кд 1028К	1714	87	Кд 1029К	Кд 1030К	1519	83	—	—	—	850	—	—	1250	1374	—	—	—	—
Кд 2026К	1644	108	Кд 2027К	Кд 2028К	1714	115	Кд 2029К	Кд 2030К	1519	111	—	—	—	1610	—	—	1250	1374	—	—	—	—
Кд 4026	2187	174	Кд 4027	Кд 4028	2391	181	Кд 4029	Кд 4030	2025	177	2,16	1298	2090	2127	1844	2000	1750	1876	1892	458	19	16
Кд 6026	2968	317	Кд 6027	Кд 6028	3160	324	Кд 6029	Кд 6030	2800	321	4,05	1673	2625	2657	2625	2625	2625	2657	2673	552	13	19
Кд 8026	2968	342	Кд 8027	Кд 8028	3160	350	Кд 8029	Кд 8030	2800	344	4,05	1673	3125	3157	2625	3125	2625	2657	2673	552	13	23

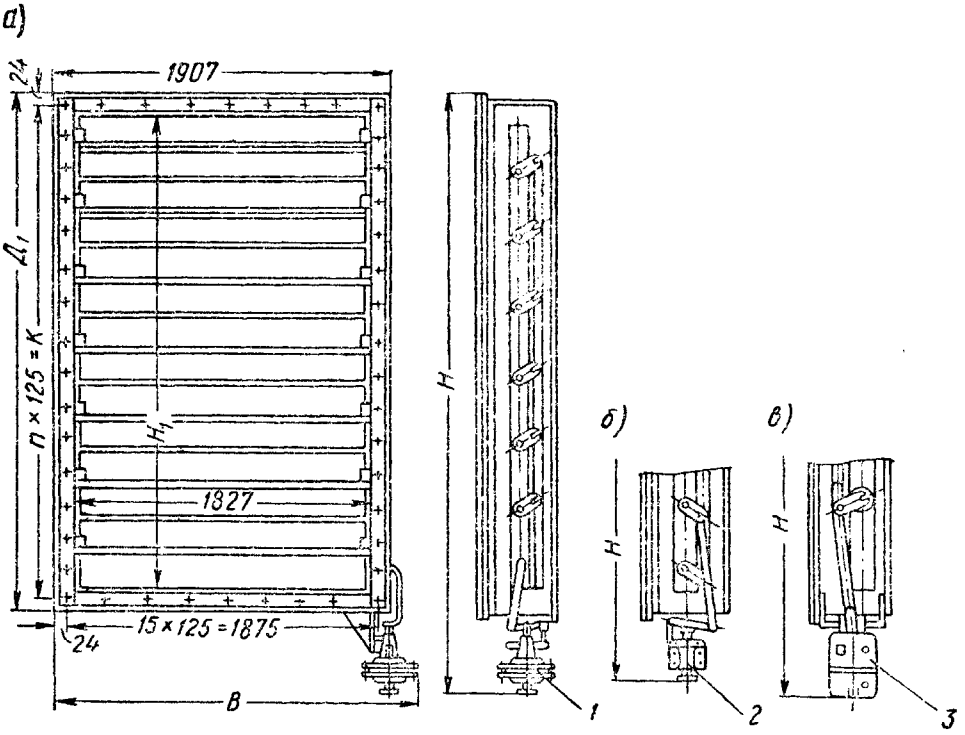


Рис. III.19. Клапаны приемные с утепленными лопатками для кондиционеров Кд 120, Кд 160, Кд 200 и Кд 240

а — клапаны с пневматическим приводом двухпозиционного регулирования Кд 12027, Кд 16027, Кд 20027, Кд 24027 и пропорционального регулирования Кд 12028, Кд 16028, Кд 20028 и Кд 24028; *б* — клапаны с ручным приводом Кд 12026, Кд 16026, Кд 20026 и Кд 24026; *в* — клапаны с электрическим приводом двухпозиционного регулирования Кд 12029, Кд 16029, Кд 20029, Кд 24029 и пропорционального регулирования Кд 12030, Кд 16030, Кд 20030 и Кд 24030; *1* — пневматический привод двухпозиционного или пропорционального регулирования; *2* — ручной привод; *3* — электрический привод двухпозиционного или пропорционального регулирования

Таблица III.23

Основные данные приемных клапанов кондиционеров Кд 120, Кд 160, Кд 200 и Кд 240

Индекс клапана	Размеры в *мм*					Количество шагов n	Живое сечение в $м^2$	Количество лопаток	Вес в *кг*
	$В$	$Н$	$Д$	$К$	H_1				
Кд 12026	2005	2718	2423	2375	2327	19	4,25	9	264
Кд 12027	2052	2930							282
Кд 12028	2052	2930							284
Кд 12029	2103	2947							333
Кд 12030	2103	2947							333
Кд 16026	2005	3435	3173	3125	3077	25	5,63	12	334
Кд 16027	2052	3680							351
Кд 16028	2052	3680							353
Кд 16029	2103	3697							402
Кд 16030	2103	3697							402

Продолжение табл. III.23

Индекс клапана	Размеры в *мм*					Количество шагов n	Живое сечение в $м^2$	Количество лопаток	Вес в *кг*
	$В$	$Н$	$Д$	$К$	H_1				
Кд 20026	2005	4435	4173	4125	4077	33	7,46	16	427
Кд 20027	2052	4680							444
Кд 20028	2052	4680							446
Кд 20029	2103	4697							496
Кд 20030	2103	4697							496
Кд 24026	2005	4935	4673	4625	4577	37	8,36	18	472
Кд 24027	2052	5180							489
Кд 24028	2052	5180							491
Кд 24029	2103	5197							543
Кд 24030	2103	5197							543

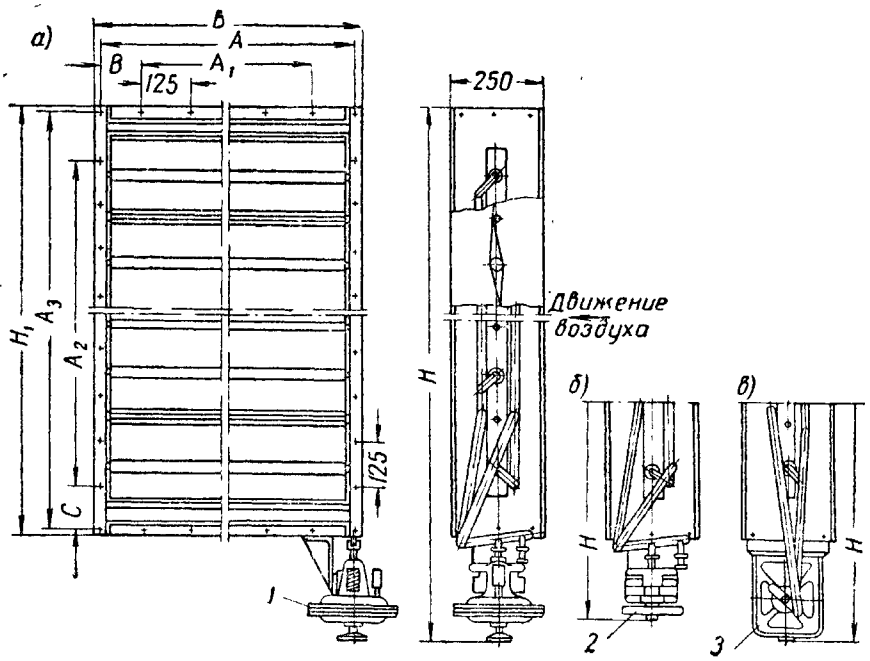


Рис. III.20. Клапаны проходные для кондиционеров Кд 10, Кд 20, Кд 40, Кд 60, Кд 80 и Кд 120 (м)

а — клапаны с пневматическим приводом Кд 1036К, Кд 2036К, Кд 4036, Кд 6036, Кд 8036 и Кд 12036 (*м*); *б* — клапаны с ручным приводом Кд 1035К, Кд 2035К Кд 4035, Кд 6035, Кд 8035 и Кд 12035 (*м*); *в* — клапаны с электрическим приводом Кд 1037К, Кд 2037К, Кд 4037, Кд 6037, Кд 8037, Кд 12037 (*м*); *1* — пневматический привод; *2* — ручной привод; *3* — электрический привод

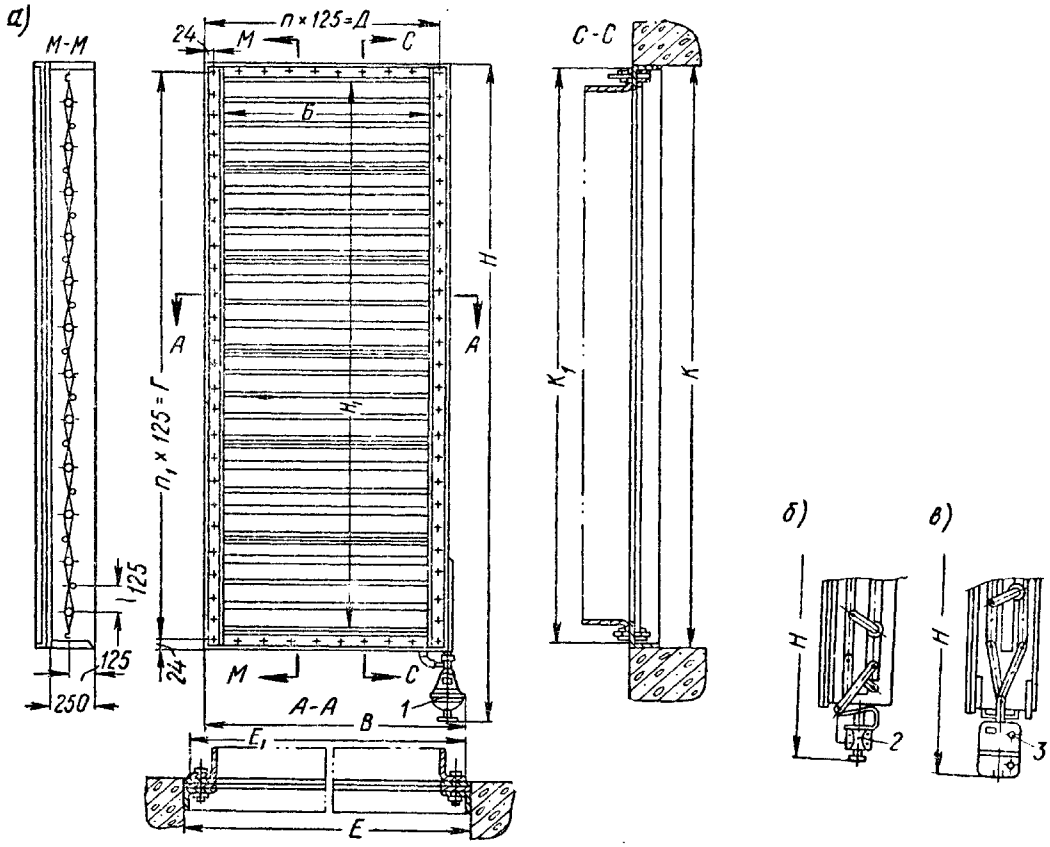


Рис. III.21. Клапаны проходные для кондиционеров Кд 120, Кд 160, Кд 200 и Кд 240

а — клапаны с пневматическим приводом пропорционального регулирования Кд 12036, Кд 16036, Кд 20036 и Кд 24036; *б* — клапаны с ручным приводом Кд 12035, Кд 16035, Кд 20035 и Кд 24035; *в* — клапаны с электрическим приводом пропорционального регулирования Кд 12037, Кд 16037, Кд 20037 и Кд 24037; *1* — пневматический привод; *2* — ручной привод; *3* — электрический привод

Таблица III.24

Основные данные проходных клапанов для кондиционеров Кд 10, Кд 20, Кд 40, Кд 60, Кд 80 и Кд 120 (м)

Индекс клапана	Привод	Размеры в *мм*									Живое сечение в $м^2$	Вес в *кг*
		H	*A*	A_1	A_2	A_3	*Б*	*B*	H_1	*C*		
Кд 1035К	Ручной	894	596	500	—	820	626	62	850	125	—	53
Кд 2035К		894	596	500	—	1580	626	62	1610	125	—	75
Кд 4035		2405	596	500	2000	2090	624	48	2120	45	1,12	95
Кд 6035		2940	750	500	2375	2625	782	125	2657	125	1,9	146
Кд 8035		3440	750	500	2875	3125	782	125	3157	125	2,26	170
Кд 12035(м)		3440	1125	875	2875	3125	1157	125	3157	125	3,31	203
Кд 1036К	Пневматический	964	596	500	—	820	626	62	624	125	—	58
Кд 2036К		964	596	500	—	1580	626	62	624	125	—	80
Кд 4036		2637	596	500	2000	2090	624	48	2120	45	1,12	100
Кд 6036		3172	750	500	2375	2625	782	125	2657	125	1,9	159
Кд 8036		3672	750	500	2875	3125	782	125	3157	125	2,26	183
Кд 12036(м)		3672	1125	875	2875	3125	1157	125	3157	125	3,31	233
Кд 1037К	Электрический	769	596	500	—	820	626	62	624	125	—	56
Кд 2037К		769	596	500	—	1580	626	62	624	125	—	78
Кд 4037		2240	596	500	2000	2090	624	48	2120	45	1,12	97
Кд 6037		2772	750	500	2375	2625	782	125	2657	125	1,9	154
Кд 8037		3272	750	500	2875	3125	782	125	3157	125	2,26	178
Кд 12037(м)		3274	1125	875	2875	3125	1157	125	3157	125	3,31	250

Таблица III.25

Основные данные проходных клапанов для кондиционеров Кд 120, Кд 160, Кд 200 и Кд 240

Индекс клапана	Размеры в *мм*										Количество шагов		Живое сечение в $м^2$	Количество лопаток	Вес в *кг*
	Б	*B*	*Г*	*D*	*E*	E_1	*K*	K_1	*H*	H_1	*n*	n_1			
Кд 12035	1077	1254	3125	1125	1173	1157	3173	3157	3435	3077	9	25	3,3	12	231
Кд 12036	1077	1362	3125	1125	1173	1157	3173	3157	3680	3077	9	25	3,3	12	249
Кд 12037	1077	1353	3125	1125	1173	1157	3173	3157	3700	3077	9	25	3,3	12	290
Кд 16035	1077	1254	4125	1125	1173	1157	4173	4157	4435	4077	9	33	4,32	16	292
Кд 16036	1077	1362	4125	1125	1173	1157	4173	4157	4680	4077	9	33	4,32	16	310
Кд 16037	1077	1360	4125	1125	1173	1157	4173	4157	4700	4077	9	33	4,34	16	350
Кд 20035	1327	1504	4125	1375	1423	1407	4173	4157	4435	4077	11	33	5,42	16	328
Кд 20036	1327	1558	4125	1375	1423	1407	4173	4157	4680	4077	11	33	5,42	16	346
Кд 20037	1327	1600	4125	1375	1423	1407	4173	4157	4700	4077	11	33	5,42	16	382
Кд 24035	1327	1504	4875	1375	1423	1407	4923	4907	5185	4827	11	39	6,38	19	381
Кд 24036	1327	1558	4875	1375	1423	1407	4923	4907	5430	4827	11	39	6,38	19	399
Кд 24037	1327	1600	4875	1375	1423	1407	4923	4907	5450	4827	11	39	6,38	19	436

III.9. КЛАПАНЫ СДВОЕННЫЕ

Клапаны сдвоенные (рис. III.22—III.23 и табл. III.26) предназначены для пропорционального регулирования количества воздуха, проходящего через калориферы и обводные каналы секций подогрева, с которыми они устанавливаются совместно. Створки клапанов могут быть установлены под различными начальными углами.

Таблица III.26

Основные данные сдвоенных клапанов для кондиционеров Кд 10, Кд 20, Кд 40, Кд 60 и Кд 80

Индекс клапана	Привод	Размеры в *мм*										Количество шагов		Живое сечение каналов в $м^2$		Вес в *кг*
		H	H_1	*A*	A_1	A_2	A_3	*Б*	*B*	*C*	*E*	*n*	n_1	основного	обводного	
Кд 1044К	Пневматический	1714	1374	—	—	—	—	850	—	—	229	—	—	—	—	111
Кд 2044К		1714	1374	—	—	—	—	1610	—	—	229	—	—	—	—	156
Кд 4044		2389	1876	2090	2000	1750	1844	2122	45	47	418	16	14	2,8	0,86	230,8
Кд 6044		3172	2657	2625	—	2625	—	2657	—	—	511	—	21	4,96	1,22	440
Кд 8044		3060	2657	3125	—	2625	—	3157	—	—	810	—	21	5,12	2,35	488
Кд 1046К	Электрический	1519	1374	—	—	—	—	850	—	—	229	—	—	—	—	109
Кд 2046К		1519	1374	—	—	—	—	1610	—	—	229	—	—	—	—	154
Кд 4046		1992	1876	2090	2000	1750	1844	2122	45	47	418	16	14	2,8	0,86	212
Кд 6046		2811	2657	2625	—	2625	—	2657	—	—	511	—	21	4,96	1,22	403
Кд 8046		2811	2657	3125	—	2625	—	3157	—	—	810	—	21	5,12	2,35	451

Примечание. Клапаны Кд 12081 (вес 691 *кг*) и Кд 12081(м) (вес 785 *кг*) выполняются с пневматическим приводом пропорционального регулирования.

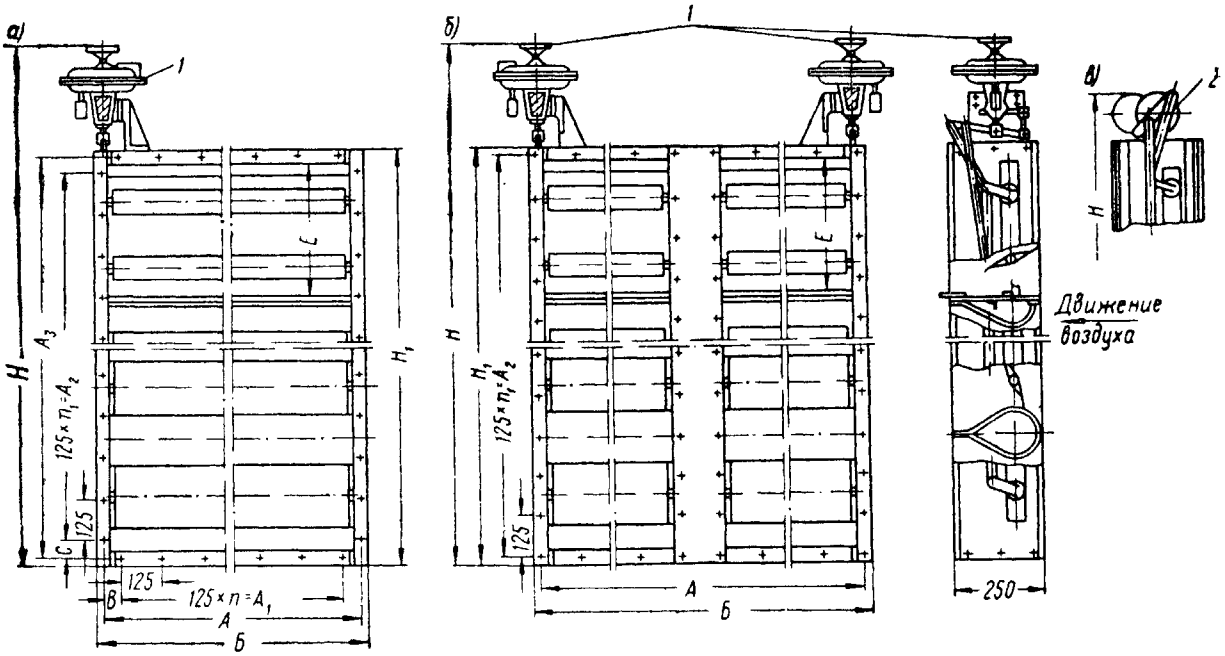


Рис. III.22. Клапаны сдвоенные для кондиционеров Кд 10, Кд 20, Кд 40, Кд 60 и Кд 80

а — клапаны с пневматическим приводом Кд 1044К, Кд 2044К и Кд 4044; *б* — клапаны с пневматическим приводом Кд 6044, Кд 8044; *в* — клапаны с электрическим приводом Кд 1046К, Кд 2046К, Кд 4046, Кд 6046 и Кд 8046; *1* — пневматический привод; *2* — электрический привод

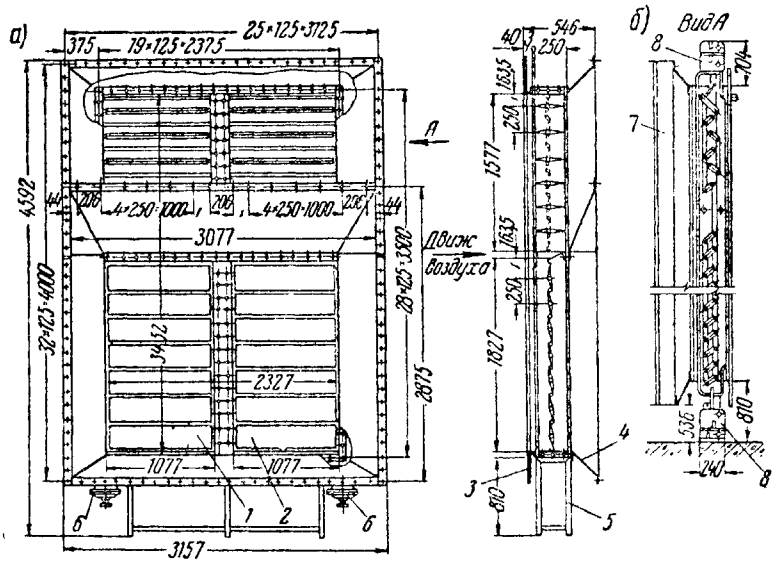


Рис. III.23. Клапаны сдвоенные для кондиционеров Кд 120

а — клапан сдвоенный с пневматическим приводом пропорционального регулирования Кд 12081; *б* — клапан сдвоенный с электрическим приводом пропорционального регулирования Кд 12082; *1* — клапан левый; *2* — клапан правый; *3* — лист переходный; *4* — диффузор; *5* — подставка; *6* — пневматический привод; *7* — секция подогрева; *8* — электрический привод

Угол открытия и закрытия створок в основном и обводном каналах регулируется поворотом рычагов, установленных на цапфах лопаток.

Клапаны для кондиционеров Кд 10, Кд 20 и Кд 40 поставляются в собранном, а для Кд 60, Кд 80 и Кд 120 — в разобранном виде.

При заказе указывается: исполнение клапана (правое или левое); схема работы клапана с пневмоприводом (ВО — воздух открывает или ВЗ — воздух закрывает); клапан с шипами под изоляцию или без шипов.

III.10. КЛАПАНЫ СМЕСИТЕЛЬНЫЕ УТЕПЛЕННЫЕ

Клапаны смесительные (рис. III.24—III.27 и табл. III.27—III.28) предназначены для смешивания наружно-

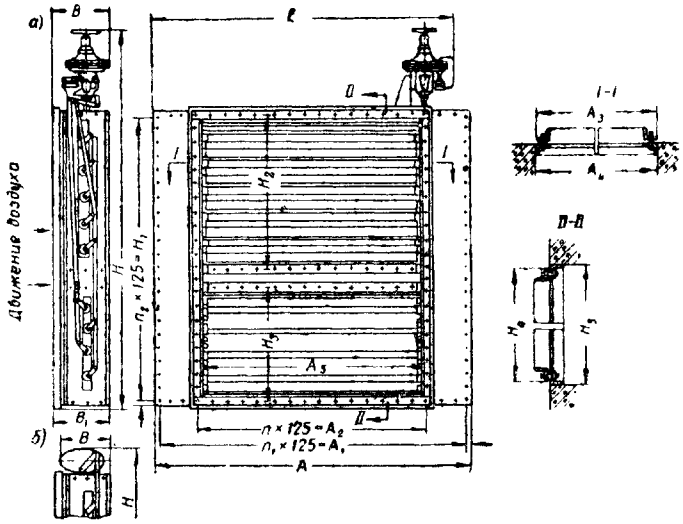


Рис. III.24. Клапаны смесительные утепленные для кондиционеров Кд 40; Кд 60

а — клапаны смесительные с пневматическим приводом пропорционального регулирования Кд 4083 и Кд 6083; *б* — клапаны смесительные с электрическим приводом пропорционального регулирования Кд 4084 и Кд 6084

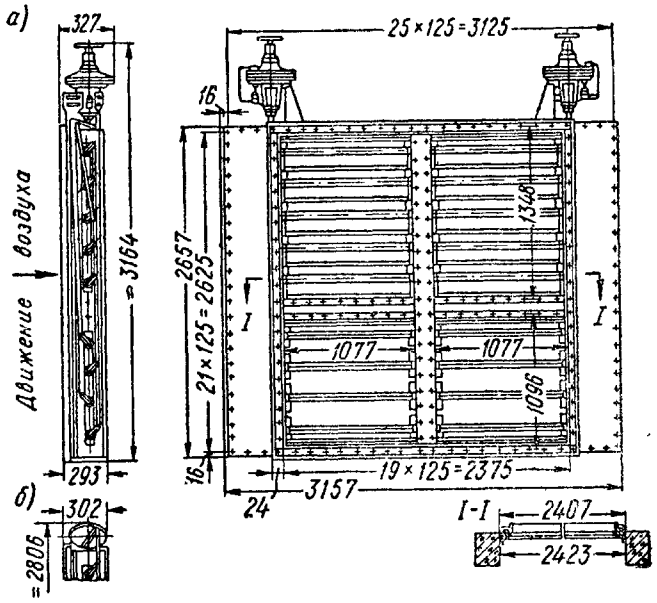


Рис. III.25. Клапаны смесительные утепленные для кондиционеров Кд 80

а — клапан смесительный с пневматическим приводом Кд 8083; *б* — клапан смесительный с электрическим приводом Кд 8084

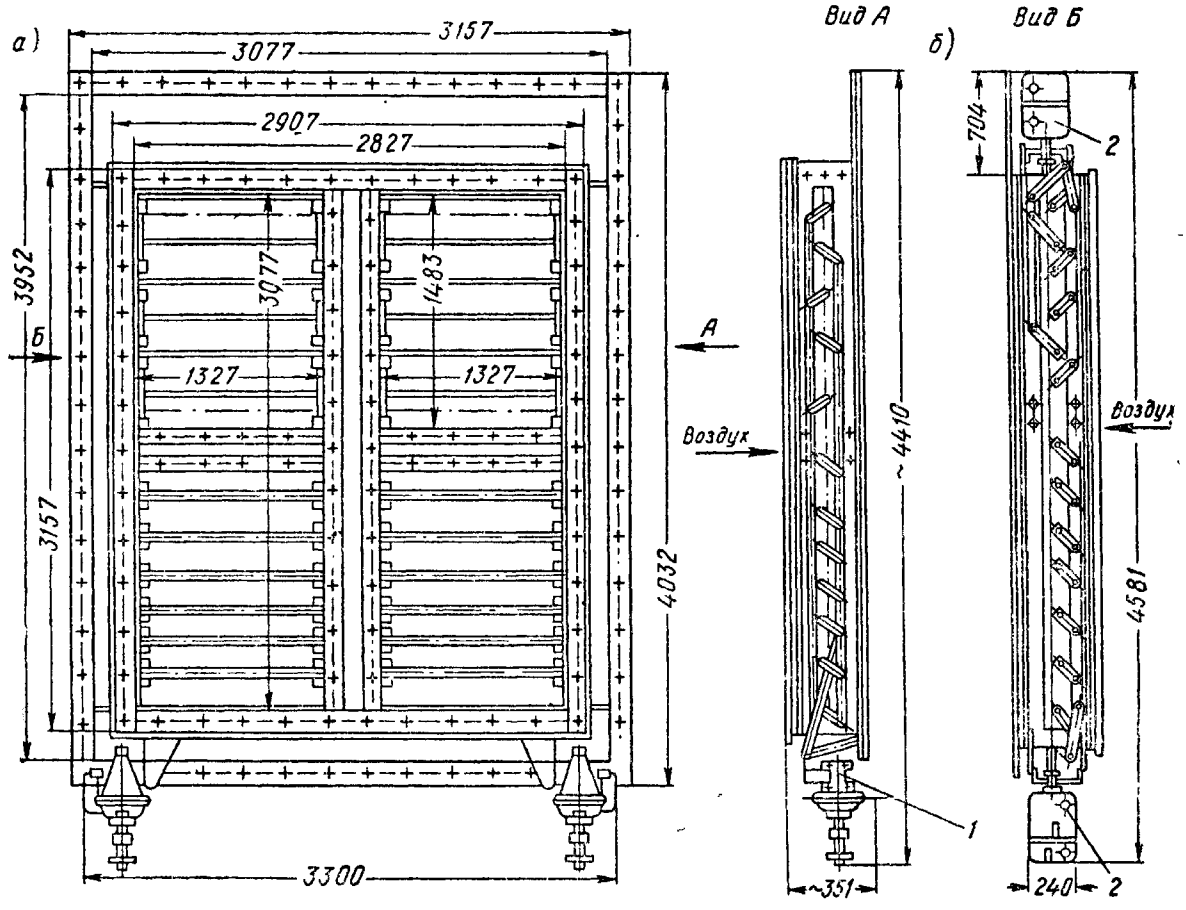


Рис. III.26. Клапаны смесительные утепленные для кондиционеров Кд 120

а — клапан смесительный с пневматическим приводом пропорционального регулирования Кд 12083; *б* — клапан смесительный с электрическим приводом пропорционального регулирования Кд 12084

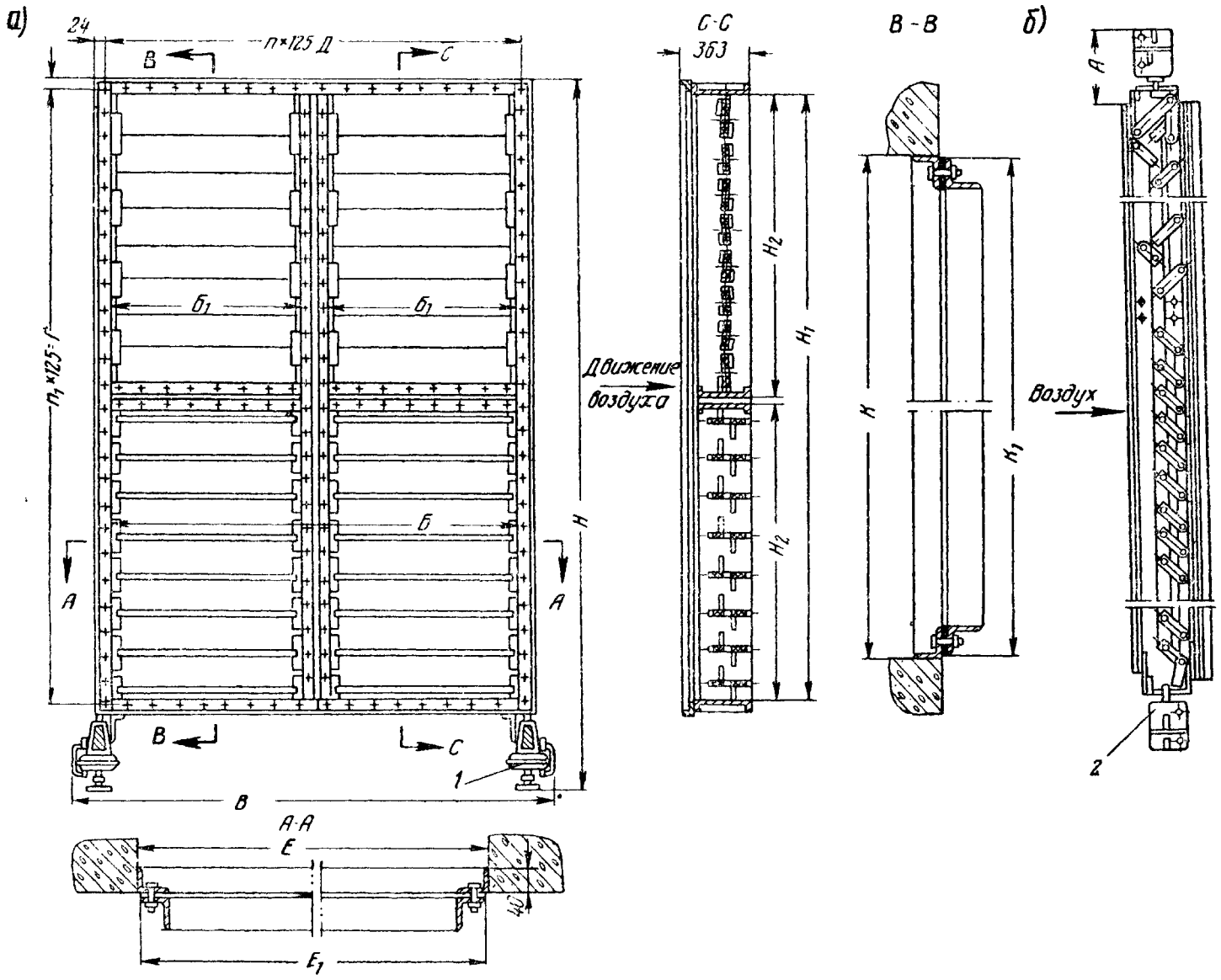


Рис. III.27. Клапаны смесительные утепленные для кондиционеров Кд 160, Кд 200 и Кд 240

а — клапаны смесительные с пневматическим приводом пропорционального регулирования Кд 16083, Кд 20083, Кд 24083; *б* — клапаны смесительные с электрическим приводом пропорционального регулирования Кд 16084, Кд 20084 и Кд 24084; *1* — пневматический привод; *2* — электрический привод

Таблица III.27

Основные данные смесительных утепленных клапанов кондиционеров Кд 40 и Кд 60

Индекс клапана	Размеры в *мм*															Живое сечение в $м^2$	Количество лопаток	Вес в *кг*
	H	H_1	H_2	H_3	H_4	H_5	*A*	A_1	A_2	A_3	A_4	A_5	*B*	B_1	*E*			
Кд 4083	2402	1844	844	844	1892	1876	2122	2090	1875	1907	1923	1827	327	297	2202	1,45	6	215
Кд 4084	2025												259	297	2122	1,45	6	238
Кд 6083	3164	2625	1348	1098	2657	2673	2657	2625	1875	1907	1923	1827	327	293	—	2,37	9	364
Кд 6084	2806												259	293	—	3,37	9	345

го и рециркуляционного воздуха, а также для регулирования температуры этой смеси.

Для кондиционеров Кд 60, Кд 80 или Кд 120 в металлическом исполнении клапан изготовляется с переходным листом для соединения с другими секциями кондиционера.

Створки обоих каналов клапана выполнены утепленными и имеют в канале для свежего воздуха встречное, а в канале для рециркуляционного воздуха параллельное движение. Створки приводятся в движение от привода через систему рычагов.

Клапаны для кондиционеров Кд 40 и Кд 60 по-

Таблица III.28

Основные данные смесительных утепленных клапанов кондиционеров Кд 120, Кд 160, Кд 200 и Кд 240

Индекс клапана	Размеры в *мм*												Количество шагов		Живое сечение в $м^2$	Количество лопаток	Вес в *кг*
	H	H_1	H_2	*Б*	$Б_1$	*В*	*Г*	*D*	*Е*	$Е_1$	*К*	$К_1$	*n*	n_1			
Кд 12083	3668	3077	1523	2827	1327	3301	3125	2875	2923	2907	3173	3157	23	25	4,04	24	644
Кд 12084	4565					3067											764
Кд 16083	3668	3077	1523	3827	1827	4301	3125	3875	3923	3907	3173	3157	31	25	5,6	24	776
Кд 16084	4565					4067											896
Кд 20083	4668	4077	2023	3827	1827	4301	4125	3875	3923	3907	4173	4157	31	33	7,4	32	930
Кд 20084	5565					4067											1049
Кд 24083	5168	4577	2273	3827	1827	4301	4625	3875	3923	3907	4673	4657	31	37	8,3	36	1036
Кд 24084	6065					4067											1156

ставляются в собранном виде, для кондиционеров Кд80—Кд240 — в разобранном виде.

Сопротивление клапана в открытом положении при номинальной производительности 2 $кГ/м^2$.

При заказе указывается схема работы клапана с пневмоприводом (ВО — воздух открывает или ВЗ — воздух закрывает).

III.11. КАМЕРЫ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫЕ, ПРОМЕЖУТОЧНЫЕ И СМЕСИТЕЛЬНЫЕ

Камера распределительная (рис. III.28, табл. III.29) предназначена для распределения воздушного потока в кондиционере по его оси и вверх, а также для обслуживания соседних секций.

Камерами распределительными комплектуются кондиционеры в металлическом исполнении. Для кондиционеров в железобетонном исполнении камеры собираются из унифицированных узлов (см. п. III.15).

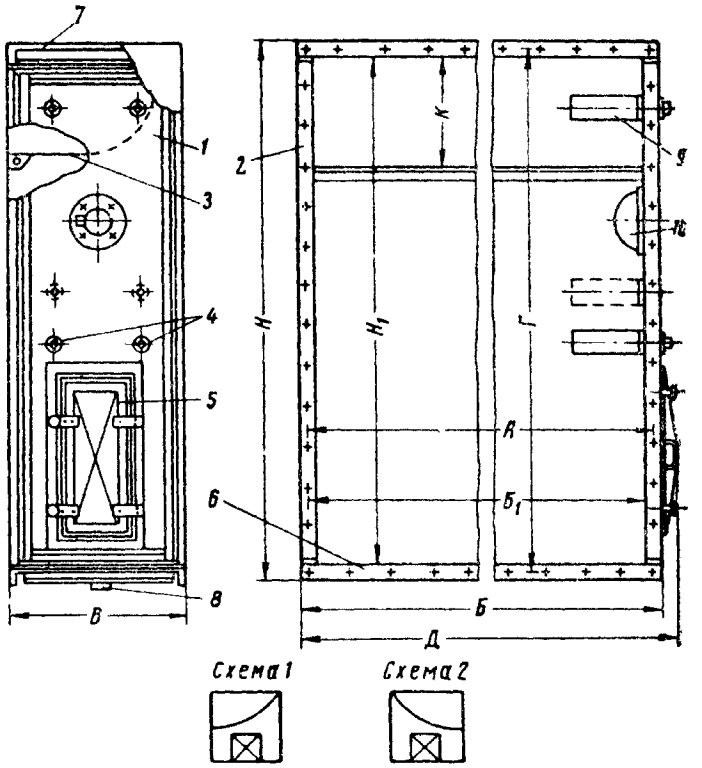


Рис. III.28. Камеры распределительные Кд 1013К, Кд 2013К, Кд 4013, Кд 6013, Кд 8013, Кд 12013 (*м*)

1 — стенка передняя; *2* — стенка задняя; *3* — перегородка направляющая; *4* — штуцер; *5* — дверка герметическая; *6* — днище; *7* — патрубок верхний; *8* — патрубок сливной; *9* — козырек экранирующий; *10* — электросветильник герметический

Таблица III.29

Размеры в *мм* и вес в *кг* промежуточных, распределительных и смесительных камер

Индекс камеры	Камера	*А*	*Б*	$Б_1$	*В*	*Г*	*Д*	*К*	*Н*	H_1	Вес в *кг*
Кд 1007К	Промежуточная	820	850	776	640	1344	900	—	1374	1300	100
Кд 1012К	Смесительная							—	1420		97
Кд 1013К	Распределительная							266	1420		88,6
Кд 2007К	Промежуточная	1580	1610	1536	640	1344	1660	—	1374	1300	121
Кд 2012К	Смесительная							—	1420		112
Кд 2013К	Распределительная							266	1420		114,3
Кд 4007	Промежуточная	2090	2126	2042	640	1844	2173	—	1880	1796	146
Кд 4012	Смесительная							—	1921		136
Кд 4013	Распределительная							422	1921		157
Кд 6007	Промежуточная	2625	2661	2577	640	2625	2712	—	2661	2577	216
Кд 6012	Смесительная				798			—	2702		232,8
Кд 6013	Распределительная				798			511	2702		287,2
Кд 8007	Промежуточная	3125	3161	3077	640	2625	3212	—	2661	2577	232,8
Кд 8012	Смесительная				798			—	2702		338,7
Кд 8013	Распределительная				798			810	2702		313,6
Кд 12 007(м)	Промежуточная	3125	3161	3077	798	4000	3212	—	4036	3952	299
Кд 12012(м)	Смесительная				1173			—	4074		358
Кд 12013(м)	Распределительная				1173			1957	4074		485

Камеры изготовляются в двух вариантах расположения направляющей перегородки (рис. III.28, схемы 1 и 2). Поставляются в разобранном виде и собираются на месте монтажа кондиционера.

Днище камер снабжено сливным патрубком с резьбовой пробкой.

Камеры промежуточные и смесительные при тех же габаритах отличаются от распределительной камеры отсутствием направляющей перегородки и иным расположением экранирующих козырьков и штуцеров (показаны пунктиром на рис. III.28). Эти камеры оборудуются дверками и электросветильником.

Камеры промежуточные предназначены для обслуживания соседних секций, а смесительные, кроме того, — для смешивания потоков.

При заказе указывается:
камера с шипами под изоляцию или без шипов;
дверка утепленная или неутепленная;
схема расположения направляющей перегородки.

III.12. СЕКЦИИ ПОВОРОТНЫЕ

Секции поворотные (рис. III.29, табл. III.30) предназначены для соединения двух смежных секций кондиционера при расположении их под углом 90° друг к другу.

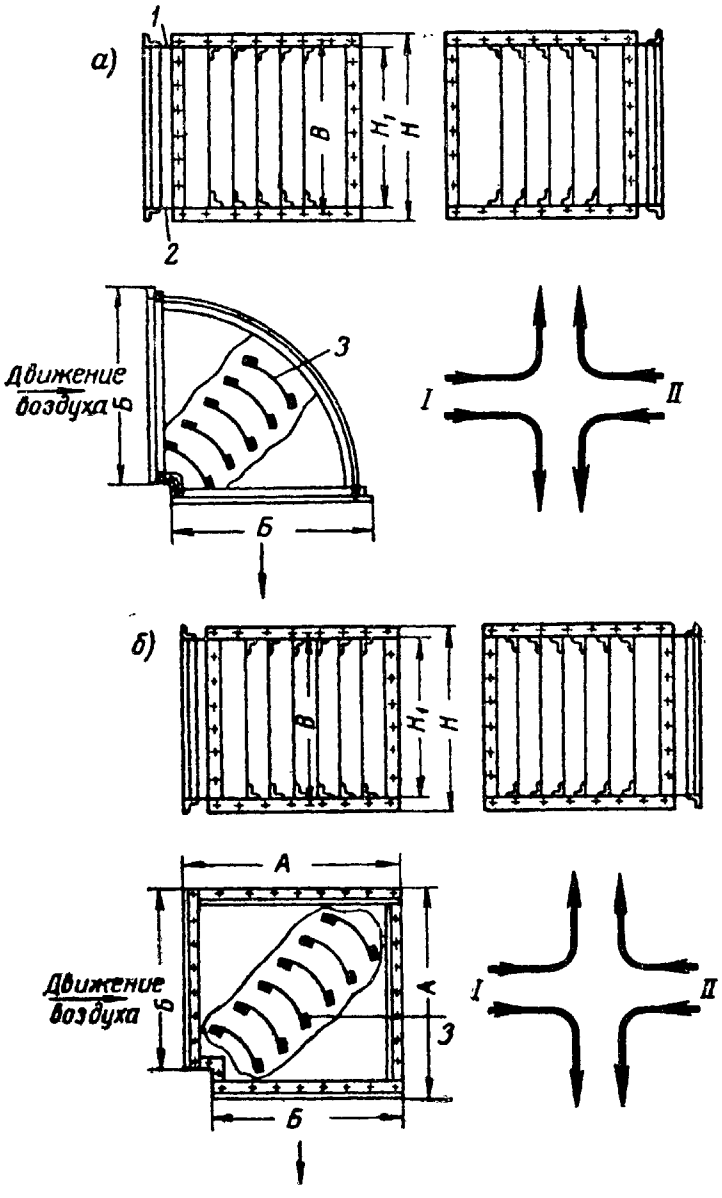


Рис. III.29. Секции поворотные

а — секции Кд 1008К, Кд 2008К, Кд 4008; *б* — секция Кд 8008 и Кд 12008 (*м*); *1* — стенка верхняя; *2* — стенка нижняя; *3* — лопатка направляющая; *I* — правое движение воздуха; *II* — левое движение воздуха

Таблица III.30

Размеры поворотных секций для кондиционеров Кд 10, Кд 20, Кд 40, Кд 60, Кд 80, Кд 120 (рис. III.29)

Индекс секции	*А*	*Б*	*В*	*Н*	H_1	Вес в *кг*
Кд 1008К	—	850	—	1374	—	151
Кд 2008К	—	1610	—	1374	—	300
Кд 4008	2210	2120	1844	1874	1800	350
Кд 6008	2751	2661	2625	2661	2577	818
Кд 8008	3251	3161	2625	2661	2577	1045
Кд 12008(м)	3251	3161	4000	4036	3952	1370

Для выравнивания потока воздуха в секции установлены направляющие лопатки.

Секции поворотные для кондиционеров Кд 10, Кд 20 и Кд 40 поставляются в собранном, а для кондиционеров Кд 60, Кд 80 и Кд 120 — в разобранном виде и собираются на месте монтажа кондиционера.

При заказе указывается:
секция с шипами под изоляцию или без шипов.

III.13. СЕКЦИИ ПЕРЕХОДНЫЕ К ВЕНТИЛЯТОРАМ

Секции переходные к вентиляторам (рис. III.30—III.31 и табл. III.31) предназначены для присоединения секций кондиционера к всасывающему патрубку вентилятора.

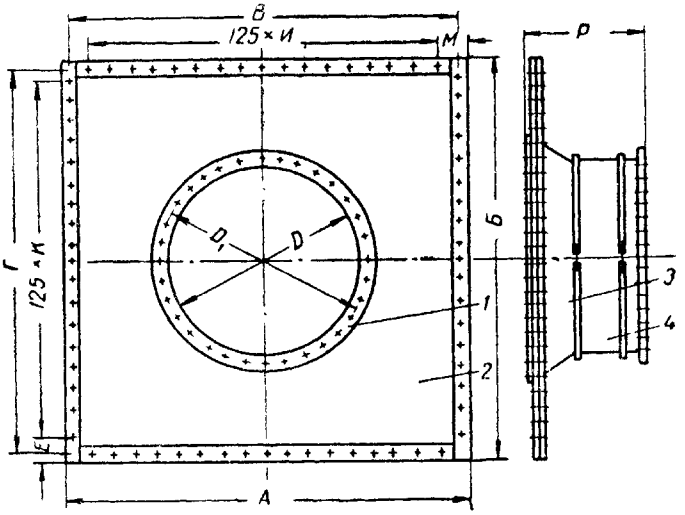


Рис. III.30. Секции переходные к вентиляторам Кд 1009К, Кд 2009К, Кд 4009, Кд 6009 и Кд 8009

1 — фланец присоединительный; *2* — стенка; *3* — патрубок; *4* — вставка мягкая

Секции переходные к вентиляторам для кондиционеров Кд 10, Кд 20, Кд 40, Кд 60, Кд 80 и Кд 120 поставляются в собранном виде.

При заказе указывается:
секция с шипами под изоляцию или без шипов.

Таблица III.31

Размеры переходных секций к вентиляторам для кондиционеров Кд 10, Кд 20, Кд 40, Кд 60, Кд 80 (рис. III.30)

Индекс секции	Размеры в *мм*											Сопротивление проходу воздуха в $кГ/м^2$	Вес в *кг*
	А	*Б*	*В*	*Г*	*Д*	$Д_1$	*Е*	*И*	*К*	*М*	$P_{макс}$		
Кд 1009К	850	1374	820	1344	650	695	62	6	10	50	550	2,1	35
Кд 2009К	1610	1374	1580	1344	720	760	62	12	10	55	550	2,1	56
Кд 4009	2120	1874	2090	1844	1080	1124	62	16	14	60	254	1,8	93
Кд 6009	2661	2661	2625	2625	1445	1490	18	21	21	18	454	1,4	154
Кд 8009	3161	2661	3125	2625	1445	1490	18	25	21	18	454	2,48	180

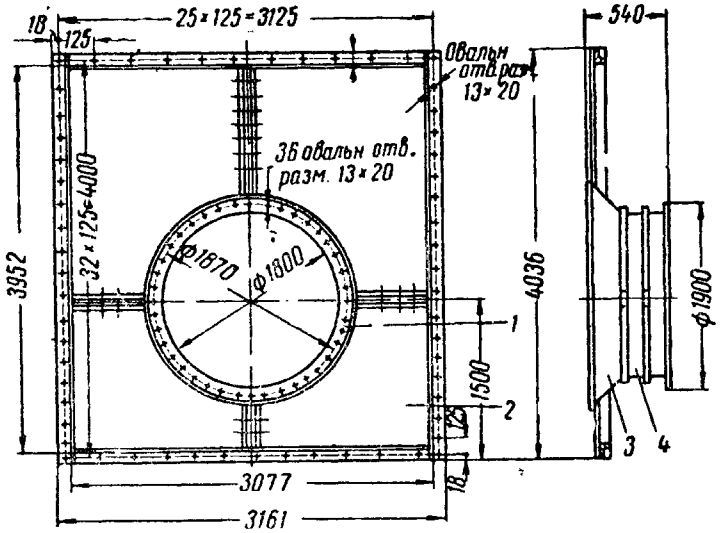


Рис. III.31. Секция переходная к вентилятору Кд 12009

1 — фланец присоединительный; *2* — стенка; *3* — патрубок; *4* — вставка мягкая

III.14. УНИФИЦИРОВАННЫЕ УЗЛЫ КОНДИЦИОНЕРОВ В МЕТАЛЛИЧЕСКОМ ИСПОЛНЕНИИ

В унифицированные узлы кондиционеров в металлическом исполнении входят: а) подставки (рис. III.32 и табл. III.32); б) герметические дверки для крепления к металлическим листам (рис. III.33).

При монтаже под фланцевое соединение двух секций (кроме промывной камеры и фильтров) следует устанавливать одну подставку в кондиционерах Кд 10 и Кд 20 и две подставки в кондиционерах Кд 40, Кд 60,

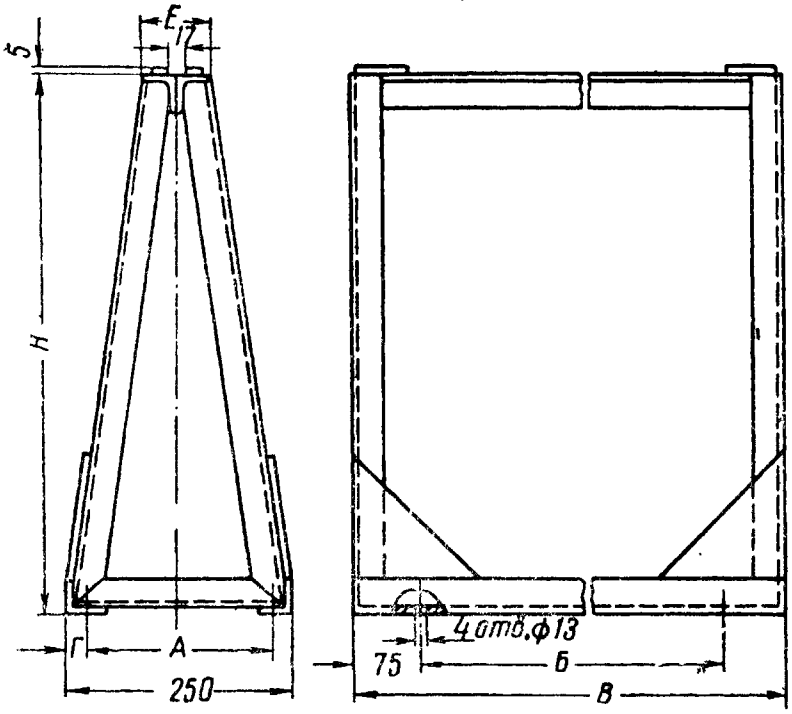


Рис. III.32. Подставки Кд 0011 и Кд 0014

Таблица III.32

Размеры подставок Кд 1015, Кд 2015, Кд 0011, Кд 0014, Кд 0015 (рис. III.32)

Индекс подставки	*Н*	*А*	*Б*	*В*	*Г*	*Е*	Вес в *кг*
Кд 1015	465	210	700	850	20	70	13
Кд 2015	465	210	1460	1610	20	70	21
Кд 0011	465	206	350	500	22	80	9,1
Кд 0014	560						10,1
Кд 0015	715						11,7

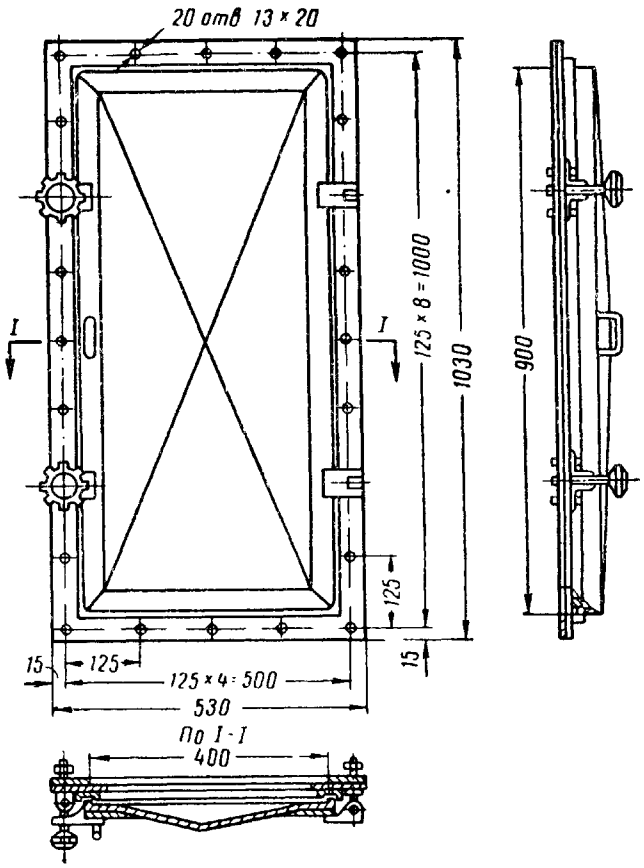


Рис. III.33. Дверка герметическая Кд 0016 (м)

Кд 80 и Кд 120. Заводом освоен выпуск подставок с одной опорной стойкой.

Герметические дверки предназначены для укомплектования узлов системы кондиционирования воздуха, расположенных вне кондиционера. Герметические дверки поставляются в собранном виде.

При заказе указывается: дверка утепленная или неутепленная.

III.15. УНИФИЦИРОВАННЫЕ УЗЛЫ КОНДИЦИОНЕРОВ В ЖЕЛЕЗОБЕТОННОМ ИСПОЛНЕНИИ

В унифицированные узлы, предназначенные для комплектования промежуточных, смесительных и распределительных камер кондиционеров в железобетонном исполнении, входят:

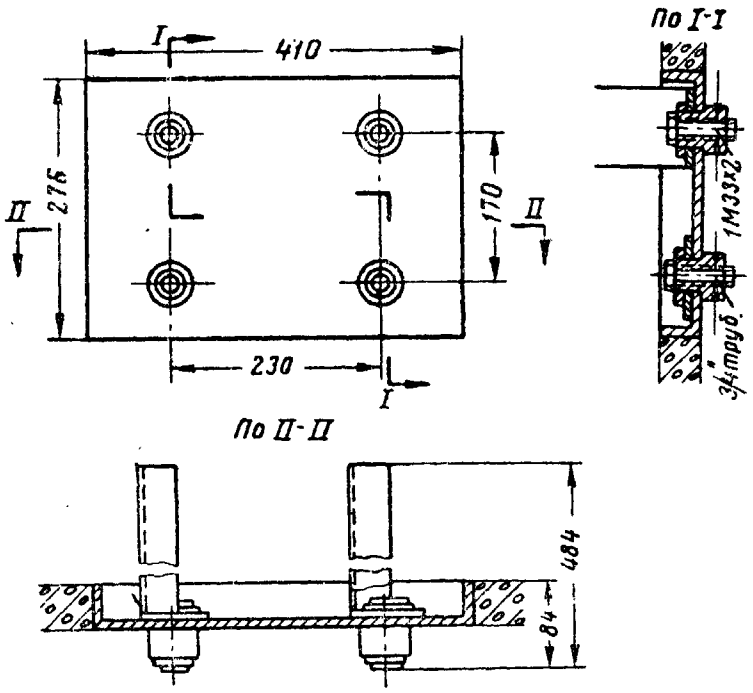


Рис. III.34. Панель с четырьмя муфтами Кд 0012

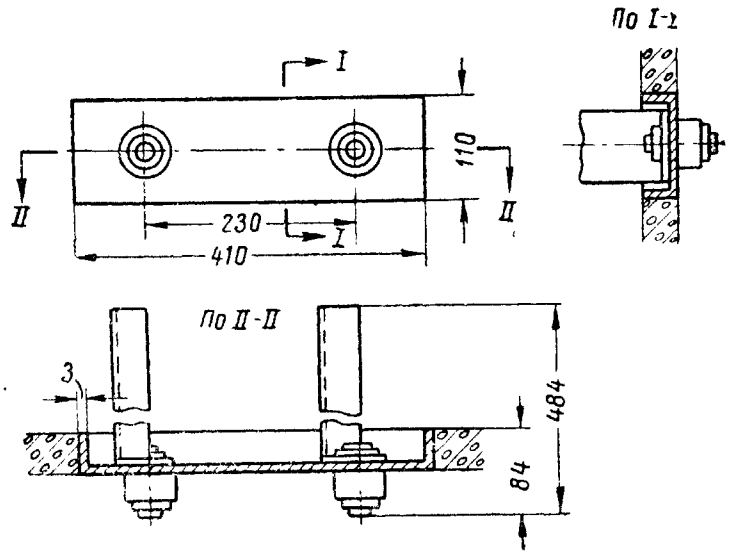


Рис. III.35. Панель с двумя муфтами Кд 0013

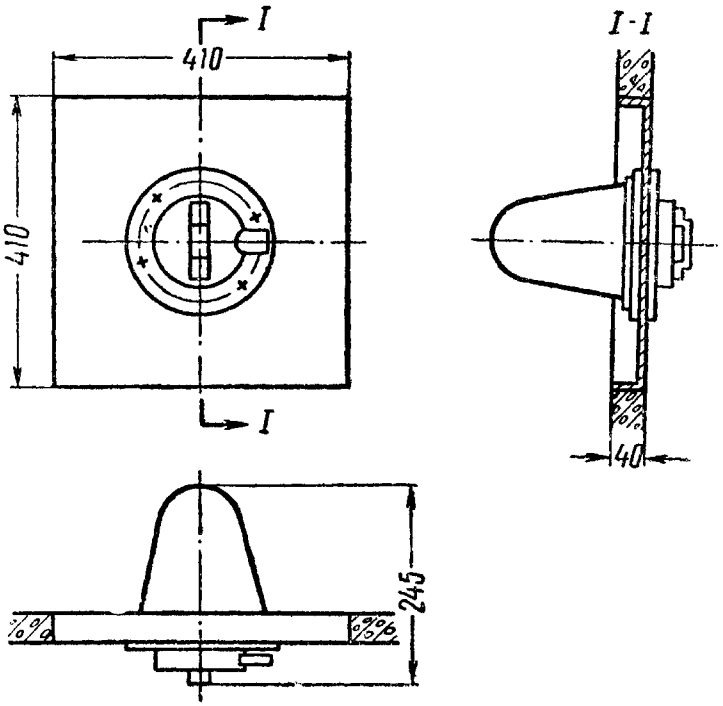


Рис. III.36. Плита со светильником Кд 0010

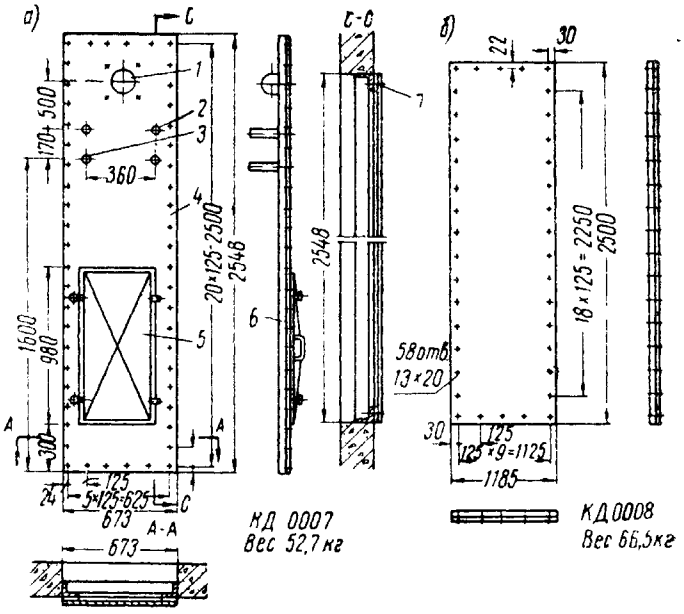


Рис. III.37. Панели

а — панель с дверкой Кд 0007; *б* — глухая панель Кд 0008; *1* — электросветильник герметический; *2* — муфта с резьбой 3/4 труб; *3* — муфта с резьбой М 33×2; *4* — панель; *5* — дверка герметическая; *6* — контрфланец; *7* — прокладка

а) панель с четырьмя муфтами (рис. III.34);
б) панель с двумя муфтами (рис. III.35);
в) плита с герметическим светильником (рис. III.36);
г) панель с дверкой, светильником и муфтами (рис. III.37, *а*);
д) глухая панель (рис. III.37, *б*);
е) дверка герметическая (рис. III.38).

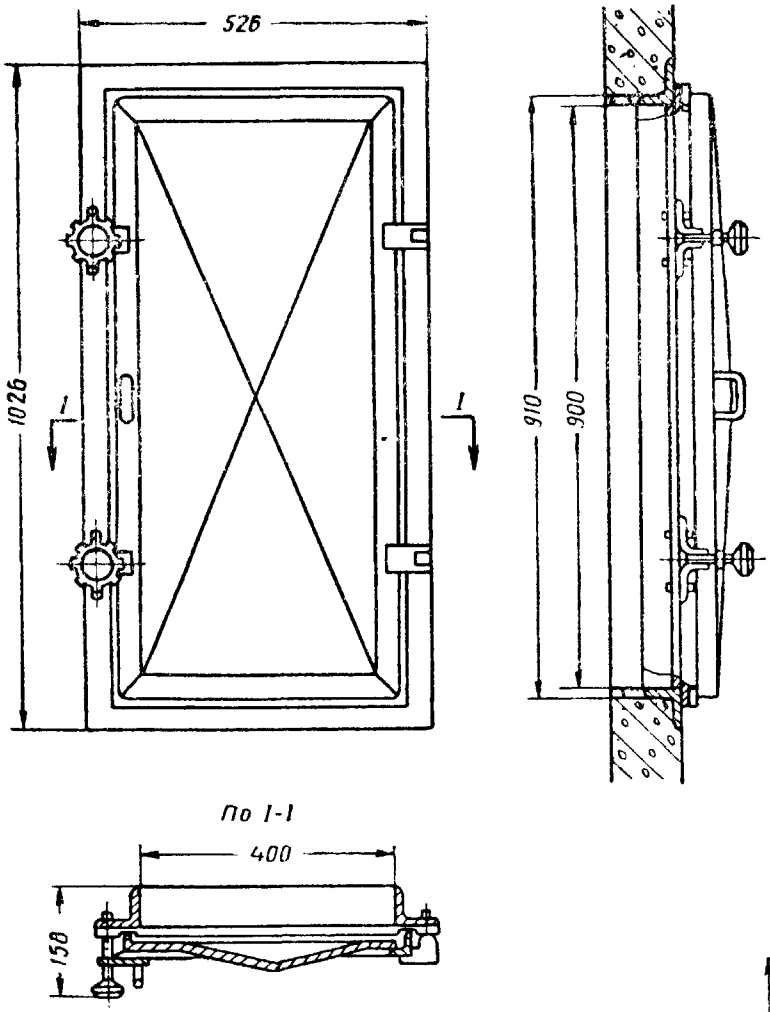


Рис. III.38. Дверка герметическая Кд 0016 ж/б

Способ крепления узлов в стеновом проеме устанавливается строительной частью проекта кондиционера.

При заказе указывается: узел с шипами под изоляцию или без шипов; дверка утепленная или неутепленная.

Б. МЕСТНЫЕ АВТОНОМНЫЕ КОНДИЦИОНЕРЫ

III.16. АВТОНОМНЫЕ КОНДИЦИОНЕРЫ КС-5, К-6, 1КС-12, КС-18, КС-35 и КС-50

Кондиционеры (рис. III.39—III.44 и табл. III.33) предназначены для обслуживания отдельных производственных и общественных помещений и поддержания в них заданных параметров воздуха.

Кондиционеры могут устанавливаться непосредственно в обслуживаемом помещении или вне его. В последнем случае вместо решеток входа и выхода воздуха устанавливают воздуховоды.

Рециркуляционный воздух из помещения очищается в сетчатом масляном фильтре и проходит через воздухоохладитель. Конденсатор холодильной машины охлаждается водой с максимальной температурой 25° С.

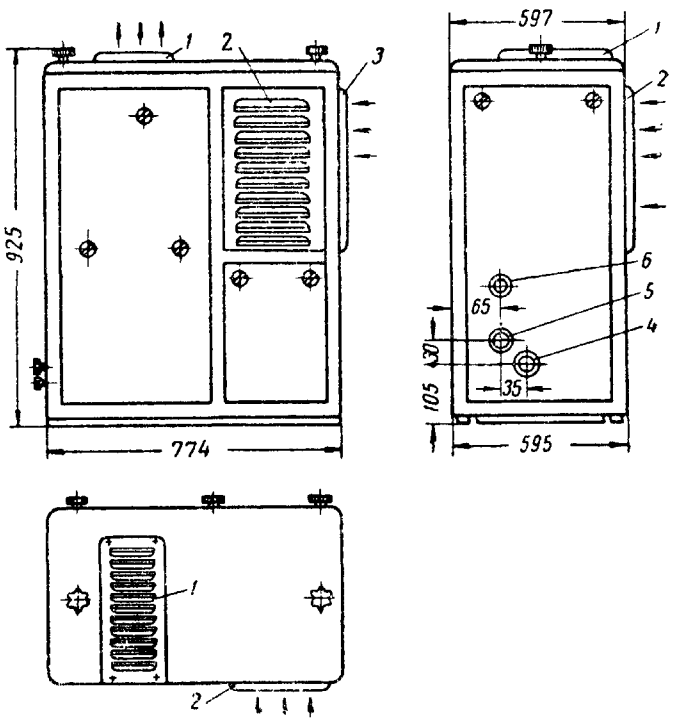
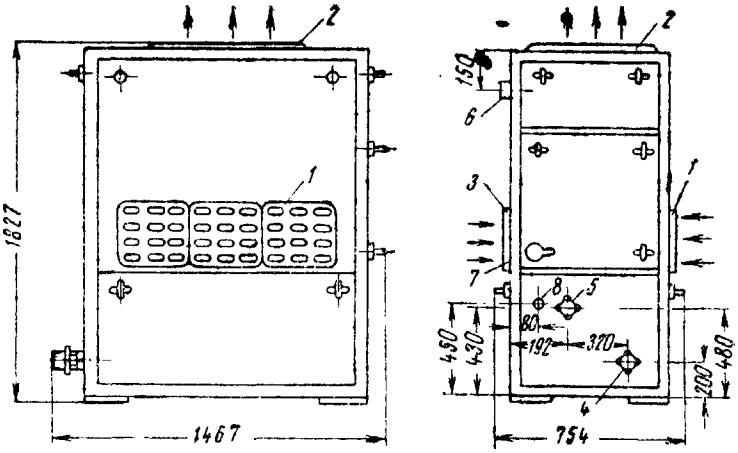


Рис. III.39. Местный автономный кондиционер КС-5

1 — решетка для выхода обработанного воздуха; *2* — решетка для входа наружного воздуха; *3* — решетка для выхода рециркуляционного воздуха; *4* — патрубок D_y=15 *мм* для выхода воды; *5* — патрубок D_y=15 *мм* для входа воды; *6* — место ввода питания от электросети



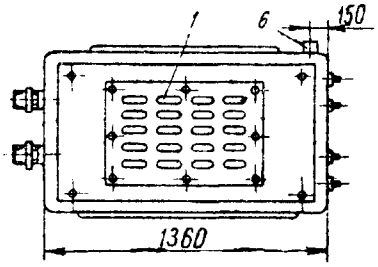


Рис. III.40. Местный автономный кондиционер КС-18

1 — решетка для входа рециркуляционного воздуха; *2* — решетка для выхода обработанного воздуха; *3* — решетка для входа наружного воздуха; *4* — патрубок D_y=32 *мм* для входа воды; *5* — патрубок D_y=32 *мм* для выхода воды; *6* — место ввода питания от электросети; *7* — рукоятка для управления жалюзи; *8* — патрубок D_y=10 *мм* для слива конденсата

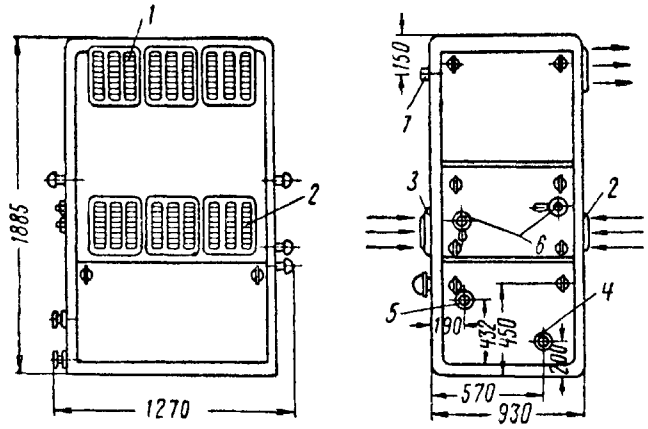


Рис. III.41. Местный автономный кондиционер КС-25

1 — решетка для выхода обработанного воздуха; *2* — решетка для входа рециркуляционного воздуха; *3* — решетка для входа наружного воздуха; *4* — патрубок D_y=32 *мм* для входа воды; *5* — патрубок D_y=32 *мм* для выхода воды; *6* — рукоятки для управления жалюзи; *7* — место ввода питания от электросети

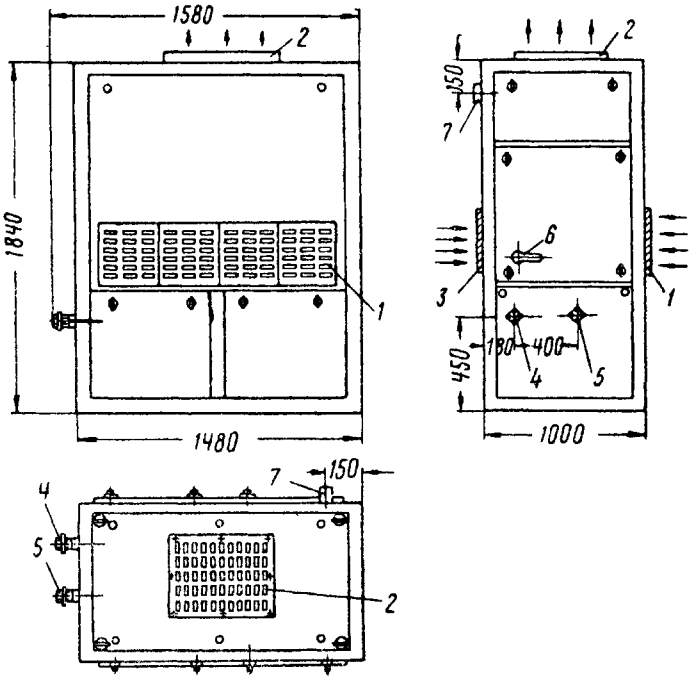


Рис. III.42. Местный автономный кондиционер КС-35

1 — решетка для входа рециркуляционного воздуха; *2* — решетка для выхода обработанного воздуха; *3* — решетка для входа наружного воздуха; *4* — патрубок D_y=32 *мм* для входа воды; *5* — патрубок D_y=32 *мм* для выхода воды; *6* — рукоятка для управления жалюзи; *7* — место питания от электросети

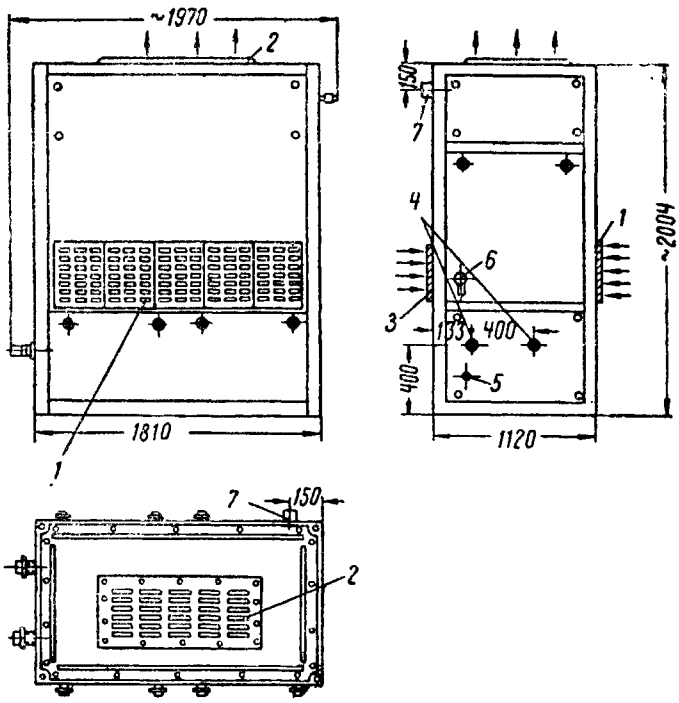


Рис. III.43. Местный автономный кондиционер КС-50

1 — решетка для входа рециркуляционного воздуха, *2* — решетка для выхода обработанного воздуха; *3* — решетка для входа наружного воздуха; *4* — патрубки D_y= =32 *мм* для входа и выхода воды; *5* — патрубок для слива конденсата; *6* — рукоятка для управления жалюзи; *7* — место ввода питания от электросети

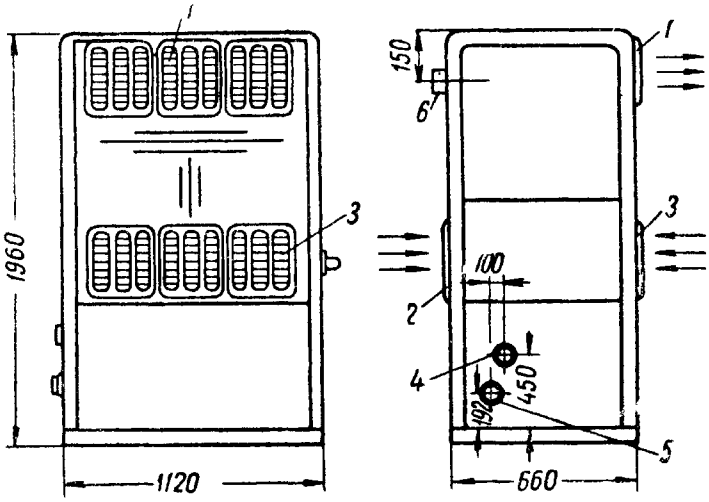


Рис. III.44. Местный автономный кондиционер 1КС-12

1 — решетка для выхода обработанного воздуха; *2* — решетка для входа наружного воздуха; *3* — решетка для входа рециркуляционного воздуха; *4* — патрубок D_y=25 *мм* для выхода воды; *5* — патрубок D_y =25 *мм* для входа воды; *6*—место ввода питания от электросети

Таблица III.33

Основные технические данные кондиционеров КС-5, К-6, 1КС-12, КС-18, КС-25, КС-35 и КС-50

Технические данные	Показатели кондиционеров						
	КС-5	К-6	1КС-12	КС-18	КС-25	КС-35	КС-50
Производительность:							
по воздуху в *м³/ч*	1070	1800	2 400	3 800	5 000	7 000	10 000
» холоду в *ккал/ч*	5000	6000	12 000	18 000	25 000	35 000	50 000
» теплу »	1450	2500	4 300	6 020	8 500	9 400	15 000
Холодильный агент	*Фреон* 12						
Напряжение в силовой сети в *в*	380*						
Частота тока в *гц*	50						
Установочная мощность в *квт*:							
вентилятора	4,3	0,6	0,6	1	1,7	2,8	2,8
электрокалорифера	4,3	2,88	5	7	10	11	17
компрессора	4,3	2,8	4,5	7	10	14	20
Число оборотов вентилятора		1440	1100	1100	1100	1200	900
Свободное давление вентилятора в *кГ/м²*	5	5	5	10	10	15	15
Расход воды, охлаждающей конденсатор, в *л/ч*	900	1000	2060	3500	4600	7000	9300
Максимальная температура охлаждающей воды в °С	25	25	25	25	25	25	25
Система автоматики	*Электрическая*						
Количество фреона в системе в *кг*	—	8	15	20	20	30	30
Количество фреонового масла в системе в *кг*	—	3	3	8	8	11	10
Габариты в *мм*:							
длина	774	400	1200	700	954	1054	1810
ширина	595	950	660	1360	1270	1580	1120
высота	925	1240	1960	1820	1885	1910	2004
Вес кондиционера (сухой) в *кг*	280	225	800	800	1100	1500	2000

* Перевод на напряжение 220 *в* производится потребителем.

III.17. АВТОНОМНЫЕ КОНДИЦИОНЕРЫ КСИ-12А И К-25с

Кондиционеры (рис. III.45, табл. III.34) предназначены для обслуживания комнат отдыха и постов управления, находящихся в цехах с температурой воздуха до 60° С, а также вблизи источников интенсивного облучения при значительной запыленности воздуха в цехе. Кондиционеры комплектуются щитами управления.

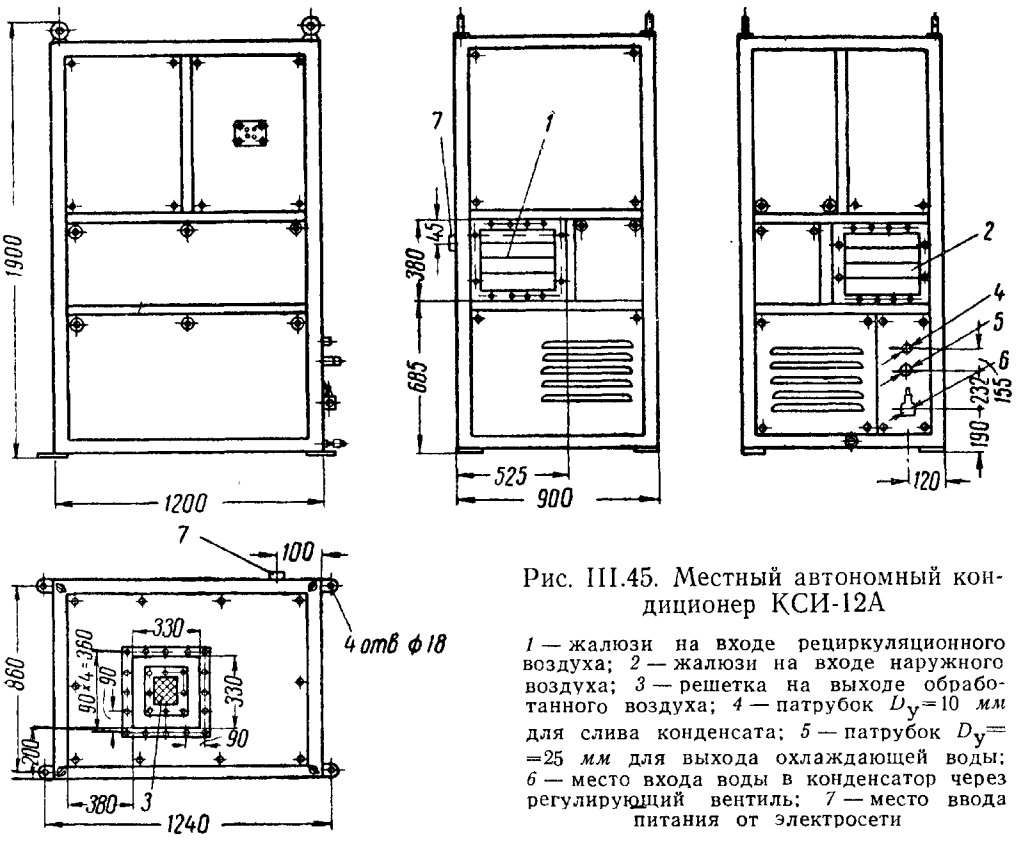


Рис. III.45. Местный автономный кондиционер КСИ-12А

1 — жалюзи на входе рециркуляционного воздуха; *2* — жалюзи на входе наружного воздуха; *3* — решетка на выходе обработанного воздуха; *4* — патрубок D_y=10 *мм* для слива конденсата; *5* — патрубок D_y=25 *мм* для выхода охлаждающей воды; *6* — место входа воды в конденсатор через регулирующий вентиль; *7* — место ввода питания от электросети

Таблица III.34

Основные технические данные кондиционеров КСИ-12А и К-25с

Технические данные	Показатели кондиционеров	
	КСИ-12А	К-25с
Производительность:		
по воздуху в *м³/ч*	3 000	5 000
» холоду в *ккал/ч*	12 000	25 000
Холодильный агент	Фреон 12	
Температура окружающей среды в °С	До 60	
Температура подаваемого воздуха в °С	20—32	
Установочная мощность в *квт*:		
компрессора	10	
вентилятора	1,7	
общая	11,7	12
Напряжение в силовой сети в *в*	220/380	
Частота тока в *гц*	50	
Число оборотов вентилятора в *об/мин*	1420	
Свободное давление вентилятора в *кГ/м²*	25	
Расход воды, охлаждающей конденсатор, в *л/ч*	2400	
Максимальная температура охлаждающей воды в °С	+38	+30
Система автоматики	Электрическая	
Количество фреона в системе в *кг*	15	
Количество фреонового масла в системе в *кг*	8	
Габариты в *мм*:		
длина	1200	830
ширина	900	1550
высота	1900	1970
Вес кондиционера (сухой) в *кг*	900	1280

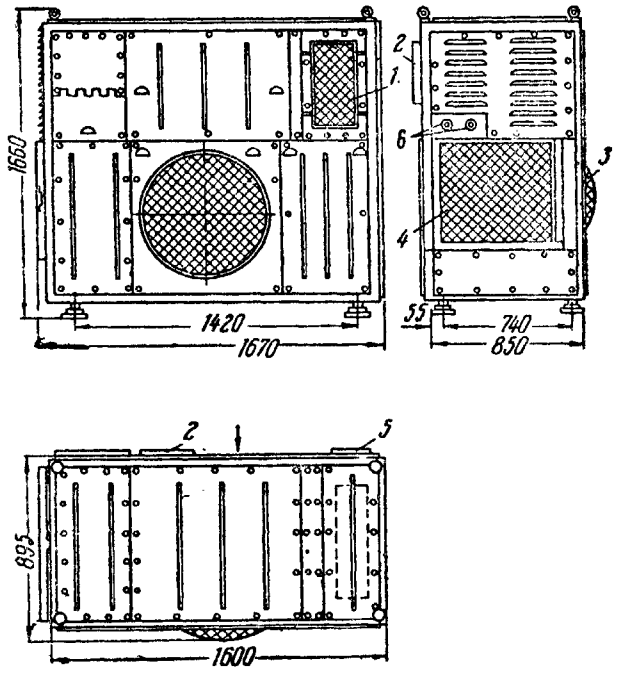


Рис. III.46. Местные автономные крановые кондиционеры СКК-1ПР и СКК-1ПС

1 — решетка на входе наружного воздуха; *2* — решетка на выходе обработанного воздуха; *3* — решетка на выходе воздуха, охлаждающего конденсатор; *4* — решетка на входе воздуха, охлаждающего конденсатор; *5* — решетка на входе рециркуляционного воздуха; *6* — место ввода питания от электросети

III.18. КРАНОВЫЕ КОНДИЦИОНЕРЫ СКК-1ПР, СКК-1ПС, СКК-2ПР и СКК-2ПС

Кондиционеры (рис. III.46—III.47 и табл. III.35) предназначены для охлаждения воздуха в закрытых кабинах кранов промышленных предприятий при работе

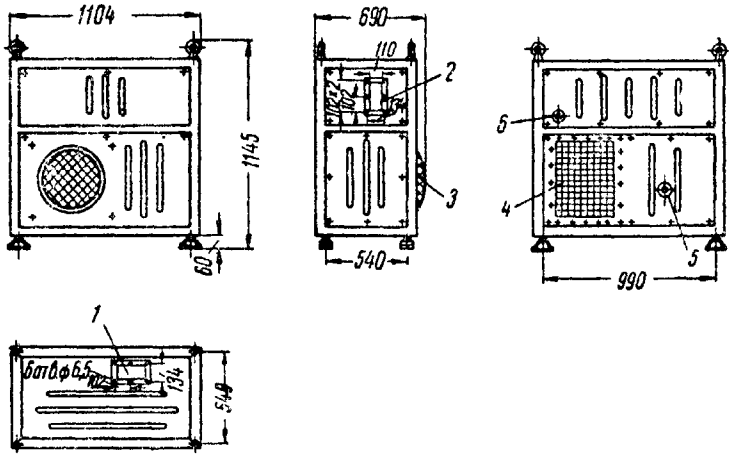


Рис. III.47. Местные автономные крановые кондиционеры СКК-2ПР и СКК-2ПС

1 — патрубок на выходе охлажденного воздуха; *2* — патрубок на входе рециркуляционного воздуха; *3* — решетка на выходе воздуха, охлаждающего конденсатор; *4* — решетка на входе воздуха, охлаждающего конденсатор; *5* — патрубок $D_y = 10$ *мм* для слива конденсата из поддона воздухоохладителя; *6* — место ввода питания от электросети

в условиях высоких температур окружающего воздуха (55—60° С). Кондиционеры комплектуются щитами управления.

Таблица III.35

Основные технические данные кондиционеров СКК-1ПР, СКК-1ПС, СКК-2ПР и СКК-2ПС

Технические данные	Показатели кондиционеров			
	СКК-1ПР	СКК-1ПС	СКК-2ПР	СКК-2ПС
Производительность:				
по воздуху в *м³/ч*	1400	1400	500	500
по холоду в *ккал/ч*	4500	4500	2000	2000
Холодильный агент	Фреон-12			
Температура окружающей среды в °С	До 60		До 55	
Температура подаваемого воздуха в °С	20			
Установочная мощность в *квт*:				
компрессора	10	11	2,8	3,2
вентилятора	1,7	2,2	1,1	0,7
общая	13,7	15,2	4,1	4,5
Род тока	Переменный	Постоянный	Переменный	Постоянный
Напряжение в силовой сети в *в*	220/380			
Частота тока в *гц*	50	—	50	—
Свободное давление вентилятора в *кГ/м²*	30		25	

Продолжение табл. III.35

Технические данные	Показатели кондиционеров			
	СКК-1ПР	СКК-1ПС	СКК-2ПР	СКК-2ПС
Максимальная температура воздуха охлаждающего конденсатора в °С	60			
Система автоматики	Электрическая			
Количество фреона в системе в *кг*	15		3	
Количество фреонового масла в системе в *кг*	7,5		1,8	
Габариты в *мм*:				
длина	1670		1096	
ширина	895		690	
высота	1660		1145	
Вес кондиционера (сухой) в *кг*	1180	1410	350	400

В. НЕАВТОНОМНЫЕ АГРЕГАТНЫЕ КОНДИЦИОНЕРЫ

III.19. НЕАВТОНОМНЫЕ АГРЕГАТНЫЕ КОНДИЦИОНЕРЫ ВЕРТИКАЛЬНОГО ТИПА КН-1,5; КН-1,5п; КН-3; КН-3п; КН-5; КН-5п; КН-7,5; КН-7,5п; КН-10; КН-15 И КН-20

Кондиционеры КН-1,5; КН-1,5п; КН-3; КН-3п (рис. III.48); КН-5, КН-5п (рис. III.49); КН-7,5; КН-7,5п (рис. III.50); КН-10; КН-15; КН-20 (рис. III.51), табл. III.36 предназначены для круглогодичного комфортного кондиционирования воздуха в общественных и промышленных зданиях с холодоснабжением от центральной холодильной станции или артезианской скважины и центральным теплоснабжением.

Эти кондиционеры выпускаются в виде собранного вертикального агрегата и заменяют горизонтальные секционные кондиционеры Кд-10 и Кд-20.

Кондиционеры КН-1,5п, КН-3п, КН-5п и КН-7,5п поставляются с поверхностным орошаемым воздухоохладителем, встроенным в оросительную камеру.

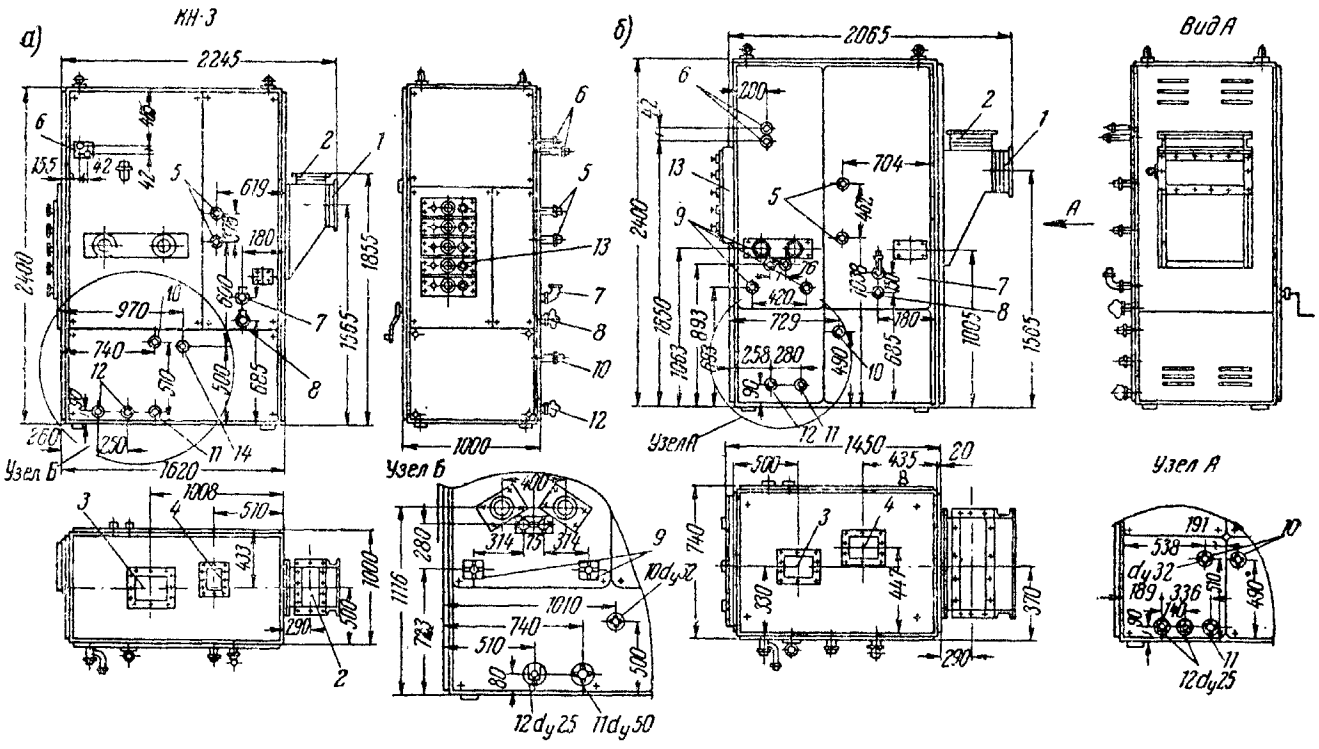


Рис. III.48 Неавтономные кондиционеры КН-3 и КН-3п, КН-1,5, КН-1,5п

а — КН-3; узел Б — КН-3п; *б* — КН-1,5п; узел А — КН-1,5; *1* — клапан на входе наружного воздуха; *2* — клапан на входе воздуха 1-й рециркуляции; *3* — патрубок на входе воздуха 2-й рециркуляции; *4* — патрубок на выходе воздуха; *5* — патрубки D_y=20 *мм* на входе и выходе воды калорифера 1-го подогрева; *6* — патрубки d_y=20 *мм* на входе и выходе воды калорифера 2-го подогрева; *7* — патрубок для залива масла; *8* — патрубок D_y=20 *мм* для слива масла; *9* — патрубки D_y=25 *мм* на входе и выходе воды поверхностного воздухоохладителя; *10* — патрубок для подачи холодной воды D_y=15 *мм*; *11* — патрубок переливной d_y=50 *мм*; *12* — патрубок спускной d_y=50 *мм*; *13* — панель дистанционного управления; *14* — патрубок D_y=15 *мм* для подачи воды в поддон

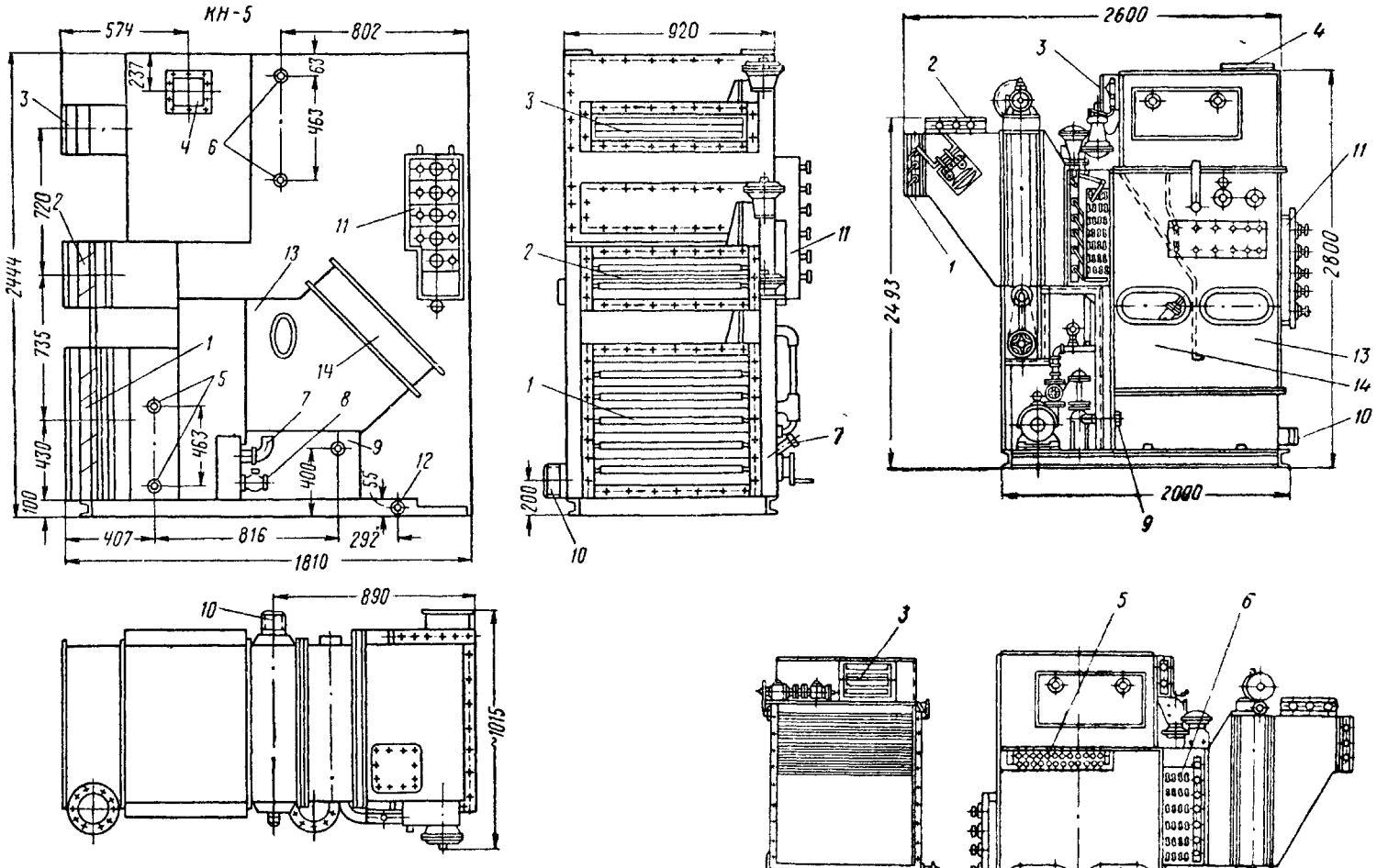


Рис. III.49. Неавтономные кондиционеры КН-5, КН-5п

1 — клапан для входа наружного воздуха; *2* — клапан для входа воздуха первой рециркуляции; *3* — клапан для входа воздуха второй рециркуляции; *4* — патрубок для выхода воздуха; *5* — патрубки D_y= =25 *мм* для входа и выхода воды калорифера первого подогрева; *6* — патрубки D_y=25 *мм* для входа и выхода воды калорифера второго подогрева; *7* — патрубок для залива масла; *8* — патрубок для слива масла; *9* — патрубок D_y =15 *мм* для подачи холодной воды; *10* — спускной патрубок; *11* — панель дистанционного управления; *12* — спускной патрубок D_y=15 *мм*; *13* — оросительная камера; *14* — переходная секция (у КН-5), воздухоохладитель (у КН-5п)

Рис. III.50. Неавтономные кондиционеры КН-7,5 и КН-7,5п

1 — клапан для входа наружного воздуха; *2* — клапан для входа воздуха первой рециркуляции; *3* — клапан для входа воздуха второй рециркуляции; *4* — патрубок для выхода воздуха; *5*— калорифер второго подогрева; *6*— калорифер первого подогрева; *7* — патрубок для залива масла; *8* — патрубок для слива масла; *9* — патрубок D_y= =15 *мм* для подачи холодной воды; *10* — спускной патрубок; *11* — панель дистанционного управления; *12* — спускной патрубок D_y=15 *мм*; *13* — оросительная камера; *14* — воздухоохладитель

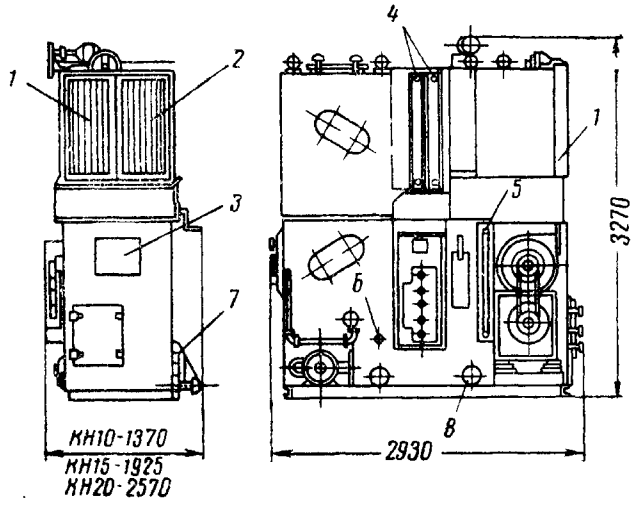


Рис. III.51. Неавтономные кондиционеры КН-10, КН-15 и КН-20

1 — клапан наружного воздуха; *2* — клапан первой рециркуляции; *3* — патрубок для выхода воздуха; *4* — присоединительные патрубки калорифера первого подогрева; *5* — присоединительные патрубки калорифера второго подогрева; *6* — патрубок для подвода водопроводной воды; *7* — патрубок для подвода холодной воды; *8* — переливные трубы

Таблица III.36

Основные технические данные кондиционеров вертикального типа КН-1,5; КН-1,5п; КН-3; КН-3п; КН-5; КН-5п; КН-7,5; КН-7,5п; КН-10; КН-15; КН-20

Технические данные	Показатели кондиционеров										
	КН-1,5	КН-1,5п	КН-3	КН-3п	КН-5	КН-5п	КН-7,5	КН-7,5п	КН-10	КН-15	КН-20
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Номинальная производительность:											
по воздуху в тыс. *м³/ч*	1,5	1,2	3	2,5	5	5	7,5	6,5	10	15	20
по холоду в тыс. *ккал/ч*	10	8	22	16	30	30	50	45	70	100	140
Теплопроизводительность калориферов в тыс. *ккал/ч*:											
первого подогрева	20	20	40	40	80	80	120	120	160	280	320
второго подогрева	8	8	16	16	35	35	25	25	70	120	140
Температура теплоносителя в °С:											
для первого подогрева						130—70					
для второго подогрева						70—40					
Температура холодной воды в °С						8					
Свободное давление вентилятора (для расчета сети воздуховодов) в *кГ/м²*	25	25	30	30	20	20	30	30	30	30	30
Коэффициент очистки фильтра в % при начальной запыленности воздуха не ниже 40 *мг/м³*						90					
Мощность установленных электродвигателей в *квт*	4,9	3,9	6	5	7,97	6,91	9,27	7,57	11,77	17,27	21,27
Давление сжатого воздуха в *ати* для систем автоматического регулирования						2—6					
Максимальная производительность насоса в *м³/ч*	5	1	10	0,8	12	6	25	25	30	45	60
Давление, развиваемое насосом, в *м вод. ст.*	30	20	35	20	20	20	28	20	20	30	25
Габариты в *мм*:											
длина	2065	2065	2245	1810	1810	2600	2600	2930	2930	2930	2930
ширина	740	740	1000	1000	1015	1015	1200	1200	1370	1925	2570
высота	2400	2400	2400	2400	2430	2440	2800	2800	3270	3270	3270
Вес кондиционера (сухой) в *кг*	800	800	1100	1100	1274	1442	1577	1595	2270	3178	3593

Таблица III.37

Основные технические данные воздухоохладителей типа Кд 1004т-Г и Кд 2004т-Г

Технические данные	Воздухоохладители	
	Кд 1004т-Г	Кд 2004т-Г
Номинальная производительность по воздуху в тыс. *м³/ч*	10	20
Холодопроизводительность в тыс. *ккал/ч*:		
4-рядного	18	36
8-рядного	39	78
12-рядного	50	100
Живое сечение для прохода воздуха в *м²*	0,445	0,88
Весовая скорость воздуха в живом сечении охладителя в *кг/м² · сек*	7,4	
Сопротивление охладителя проходу воздуха на режиме сухого охлаждения в *кг/м²*:		
4-рядного	15	
8-рядного	30	
12-рядного	44	
Поверхность одного теплообменника в *м²*		
3-рядного	51	100,9
4-рядного	68	134,5
Живое сечение для прохода воды одного теплообменника в *м²*:		
3-рядного	0,00762	
4-рядного	0,00762	
Число оребренных труб в одном ряду теплообменника:		
3-рядного	30	
4-рядного	30	
Наружный диаметр труб в *мм*	42	
Внутренний » » » »	18	
Толщина ленты оребрения в *мм*	0,4	
Высота » » » »	10	

Продолжение табл. III.37

Технические данные	Воздухоохладители	
	Кд 1004т-Г	Кд2004т-Г
Шаг навивки	4	
Тип рециркуляционного насоса	Е2-КМ-9а	
Мощность электродвигателя насоса в *квт*	1,7	
Число оборотов насоса в *об/мин*	2860	
Количество орошающей (рециркуляционной) воды в *кг/ч*	10 000	19 000
Давление воды перед форсунками в *ати*	1,5	
Количество рядов форсунок в шт.	1	
Плотность форсунок в *шт/м² ряд*	22	
Общее количество форсунок в шт.	22	44
Диаметр выходного отверстия сопла форсунок в *мм*	5	
Вес агрегата в *кг* без воды с теплообменниками:		
из 4 рядов труб	585	1146
» 6 » »	690	1339
» 11 » »	1187	2074

Примечания: 1. Технические показатели приведены по данным домодедовского машиностроительного завода «Кондиционер».

2. Холодопроизводительность агрегатов получена при следующих данных:

Температура воздуха по сухому термометру 29° С; температура воздуха по мокрому термометру 19° С; температура орошающей воды 11° С; скорость воды в трубках 0,71 *м/сек*.

III.20. ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛИ ТИПА Кд 1004т-Г и КД 2004т-Г

Поверхностные орошаемые и неорошаемые воздухоохладители типа Кд 1004т-Г и Кд 2004т-Г (рис. III.52, табл. III.37) предназначены для применения в различ-

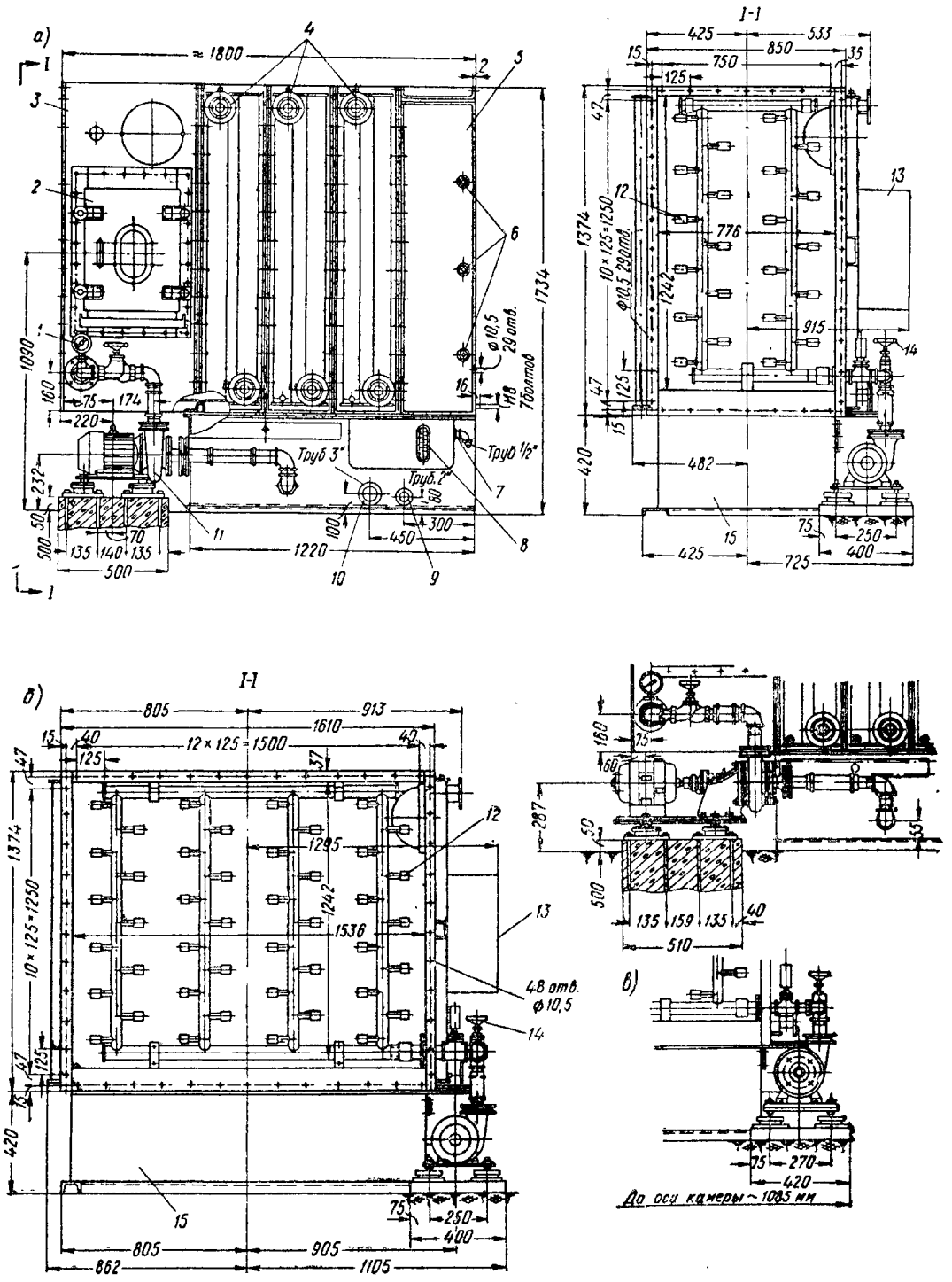


Рис. III.52. Поверхностные орошаемые воздухоохладители домодедовского завода «Кондиционер»

а — воздухоохладитель производительностью 10 тыс. *м*³/*ч*; *б* — воздухоохладитель производительностью 20 тыс. *м*³/*ч*; *в* — вариант установки насоса 2К-9а; *1* — манометр; *2* — дверка герметическая; *3* — оросительная камера; *4* — теплообменники 4-рядные; *5* — каплеуловитель; *6* — места установки дилатометрических датчиков; *7* — подвод свежей воды; *8* — водомерное стекло; *9* — слив; *10* — перелив; *11* — насос рециркуляционной воды, тип Е2КМ-9а; *12* — форсунка; *13* — открытая дверка; *14* — вентиль; *15* — поддон

ных системах кондиционирования воздуха и вентиляции, а также для использования в качестве типовых секций центральных кондиционеров Кд 10 и Кд 20.

Поверхность теплообмена воздухоохладителей создается установкой различного числа теплообменников с 3 и 4 рядами трубок, в результате чего воздухоохладители могут иметь по ходу воздуха от 3 до 12 рядов трубок со спирально-навивным оребрением.

Движение теплоносителя в каждом теплообменнике многоходовое.

III.21. МЕСТНЫЕ КОНДИЦИОНЕРЫ ЭЖЕКЦИОННОГО ТИПА КНЭ-0,5

Кондиционеры КНЭ-0,5 (рис. III.53, табл. III.38) предназначены для круглогодичного кондиционирования воздуха в помещениях многоэтажных многокомнатных зданий типа гостиниц, учреждений, санаториев и т. п. с централизованной подачей первичного воздуха и централизованным холодо- и теплоснабжением.

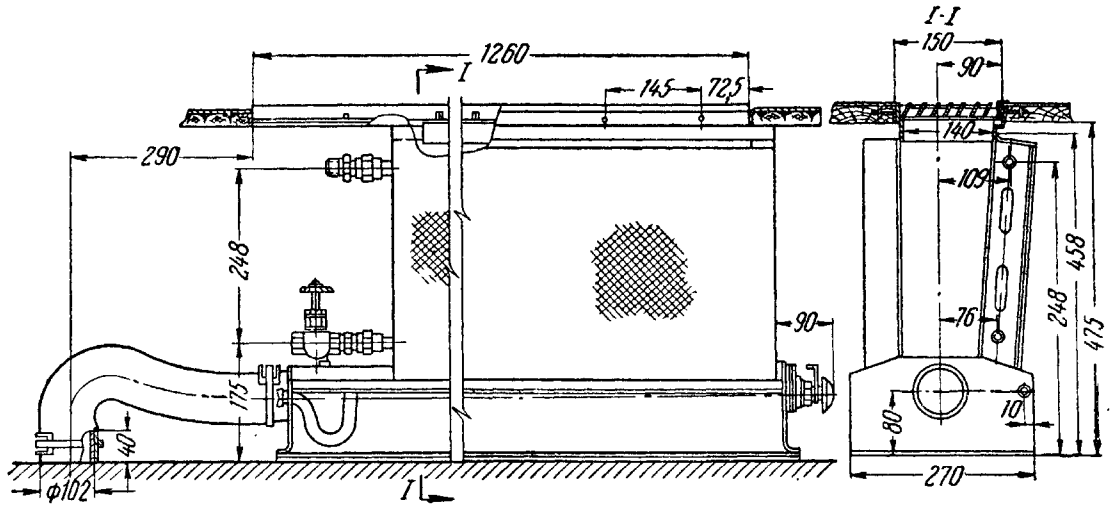


Рис. III.53. Эжекционный кондиционер-доводчик КНЭ-0,5

Таблица III.38

Основные технические данные местных эжекционных кондиционеров типа КНЭ-0,5

Технические данные	Показатели
Номинальная производительность в *м³/ч*:	
по первичному воздуху	375/390
» рециркуляционному воздуху	125
общая	500/515
Холодопроизводительность в летний период по явному теплу в *ккал/ч*:	
первичного воздуха	378
теплообменника	622/700
общая	1000/1078
Теплопроизводительность в зимний период в *ккал/ч*:	
теплообменника при эжекции	2200/2550
» при естественной конвекции	1200/1150
кондиционера (с учетом подогрева первичного воздуха)	1876/2226
Давление первичного воздуха перед кондиционером в *кг/м²*	30—35
Параметры первичного воздуха (расчетн.):	
температура в зимнем режиме в °С	11
температура в летнем режиме в °С	13,5
влажность в %	85
Параметры рециркуляционного воздуха (расчетные):	
температура в зимнем режиме в °С	20
» » летнем » в °С	24
влажность в %	50

Продолжение табл. III.38

Технические данные	Показатели
Расход воды через поверхностный теплообменник в *кг/ч*:	
в зимнем режиме	100
» летнем »	400
Температура подаваемой воды в °С:	
в зимнем режиме	95
» летнем »	10
Температура обратной воды при зимнем режиме в °С	20
Сопротивление кондиционера проходу воды в *кГ/м²*:	
в зимнем режиме при расходе 100 *кг/ч*:	
без вентиля	28
при открытом вентиле	68
в летнем режиме при расходе 400 *кг/ч*:	
без вентиля	360
при открытом вентиле	1200
Габариты в *мм*:	
длина	1364
ширина	270
высота	456
Вес в *кг*	28

Примечание. В знаменателе дроби указаны данные стендовых испытаний.

Рециркуляционный воздух, эжектируемый из помещения первичным воздухом, очищается в капроновом сетчатом фильтре и охлаждается (летний режим) или нагревается (зимний режим) в теплообменнике, в который подается холодная или горячая вода.

Приложение IV

ФИЛЬТРЫ И ПЫЛЕУЛОВИТЕЛИ

1. Унифицированные ячейковые фильтры типа Фя Крюковского вентиляторного завода (рис. IV.1, табл. IV.1) включают:

масляные фильтры типа ФяР с заполнением из гофрированных сеток по ГОСТ 3826—47;

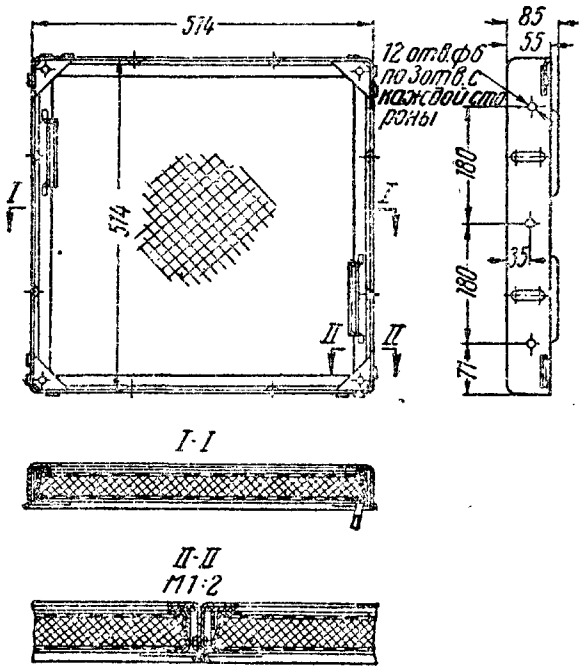


Рис. IV.1. Ячейка унифицированного фильтра типа Фя

фильтры ФяВ с заполнением из гофрированной винипластовой сетки по ТУ МХП 2023—49;

фильтры ФяП с заполнением обработанным пенополиуретаном по СТУ ХП 598—63;

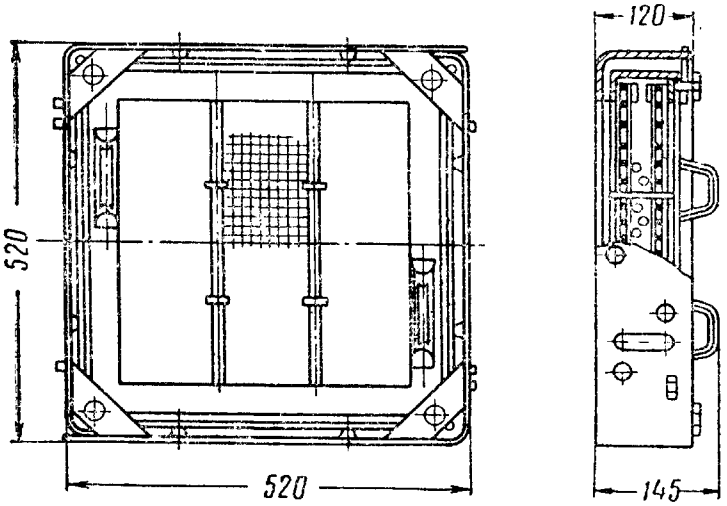


Рис. IV.2. Ячейка масляного фильтра с керамическими кольцами Рашига

фильтры ФяУ с заполнением фильтрующим материалом ФСВУ из упругого стекловолокна.

2. Ячейковые масляные фильтры Горьковского механического завода с заполнением из керамических колец Рашига (рис. IV.2).

Таблица IV.1

Технические данные фильтров типа Фя

Показатели	ФяР	ФяВ	ФяП	ФяУ
Фильтрующий материал	Стальная сетка	Сетка из винипласта	Пенополиуретан	Стекловолокно ФСВУ
Площадь рабочего сечения фильтра в $м^2$	0,22	0,22	0,22	0,22
Пропускная способность (при удельной воздушной нагрузке 7000 $м^3/ч \cdot м^2$) в $м^3/ч$	1540	1540	1540	1540
Начальное сопротивление фильтра в $кГ/м^2$	4	5	6	3
Пылеемкость для ФяР, ФяП и ФяВ (при увеличении сопротивления вдвое) и для ФяУ (при увеличении сопротивления от 3 до 4 $кГ/м^2$) в $г/м^2$	1500	2000	200	300
Эффективность очистки (по методу НИИСТ) в %	До 80	До 80	До 80	До 80
Вес в *кг*	7,9	4,3	3,3	3

Техническая характеристика ячейковых фильтров с керамическими кольцами Рашига

Рабочая поверхность ячейки	0,3 $м^2$
Пропускная способность ячейки по воздуху	1000 $м^3/ч$
Начальное сопротивление	8 $кГ/м^2$
Пылеемкость при увеличении сопротивления вдвое	2000 $г/м^2$
Эффективность очистки воздуха от пыли (по методике НИИСТ)	до 80%
Вес одной ячейки	29,4 $кг$

3. Складчатые ячейковые бумажные фильтры типа К53 (рис. IV.3, табл. IV.2).

4. Складчатые волокнистые фильтры типа ЛАИК (ФяЛ) Серпуховского механического завода (рис. IV.4).

Техническая характеристика фильтров ЛАИК (ФяЛ)

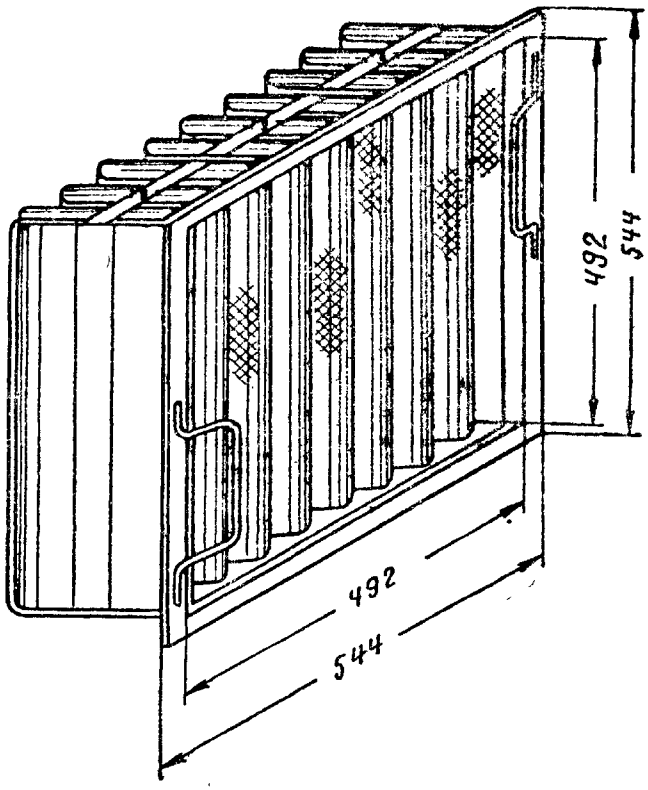
Площадь рабочего сечения	0,33 $м^2$
Фильтрующая поверхность	16 $м^2$
Пропускная способность (при удельной воздушной нагрузке 125 $м^3/ч \cdot м^2$)	2000 $м^3/ч$
Эффективность очистки (по методике НИИСТ)	100%
Начальное сопротивление	10 $кг/м^2$
Пылеемкость ячейки фильтра при увеличении сопротивления вдвое на $м^2$ рабочего сечения	480 $г$
Вес	43,7$кг$

5. Рулонные фильтры типа ФРУ Симферопольского завода (рис. IV.5, IV.6 и табл. IV.3, IV.4).

6. Рулонные фильтры типа ФРП Серпуховского механического завода (рис. IV.7, IV.8, табл. IV.5, IV.6).

8. Воздушные электрофильтры типа ФЭ Серпуховского механического завода (рис. IV.9, табл. IV.7—IV.8).

9. Воздушные электрофильтры типа ЭФ-2 Казанского завода медаппаратуры (рис. IV.10).



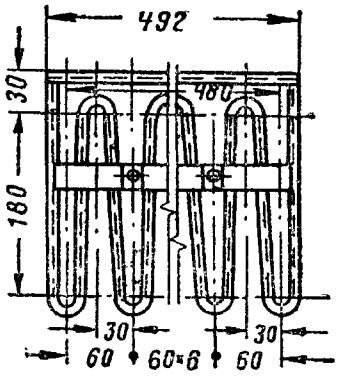


Рис. IV.3. Складчатый ячейковый бумажный фильтр типа К53

Таблица IV.2

Технические данные бумажных фильтров К53

Фильтрующий материал	Производительность 1 кассеты в $м^3/ч$	Наружная поверхность фильтрующего слоя в $м^2$	Начальное пылесодержание в $мг/м^3$	Сопротивление в $кГ/м^2$					
				10			15		
				пылеемкость в $г/м^2$	срок службы в $ч$	эффективность в %	пылеемкость в $г/м^2$	срок службы в $ч$	эффективность в %
6 слоев алигнина и 2 слоя шелковки[1]	1140	1,9	1 3	80	132 44	95—96	130	216 72	94—95
6 слоев алигнина[2]	1400	1,9	1 3	160	270 90	86—87	215	360 120	84—86

[1] Показатели эффективности фильтров К53 приводятся по данным ВЦНИОТ при работе фильтра на атмосферном воздухе.

[2] То же, на специально приготовленной пыли с содержанием частиц размером менее 5 $мк$ — 60%, от 5 до 10 $мк$ — 40%.

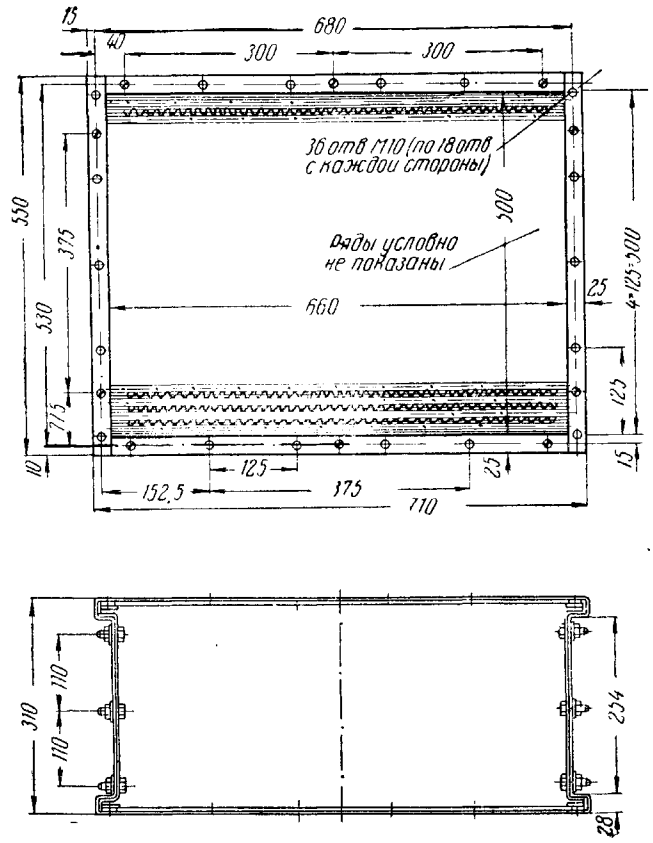


Рис. IV.4. Складчатый волокнистый фильтр типа ЛАИК (ФяЛ)

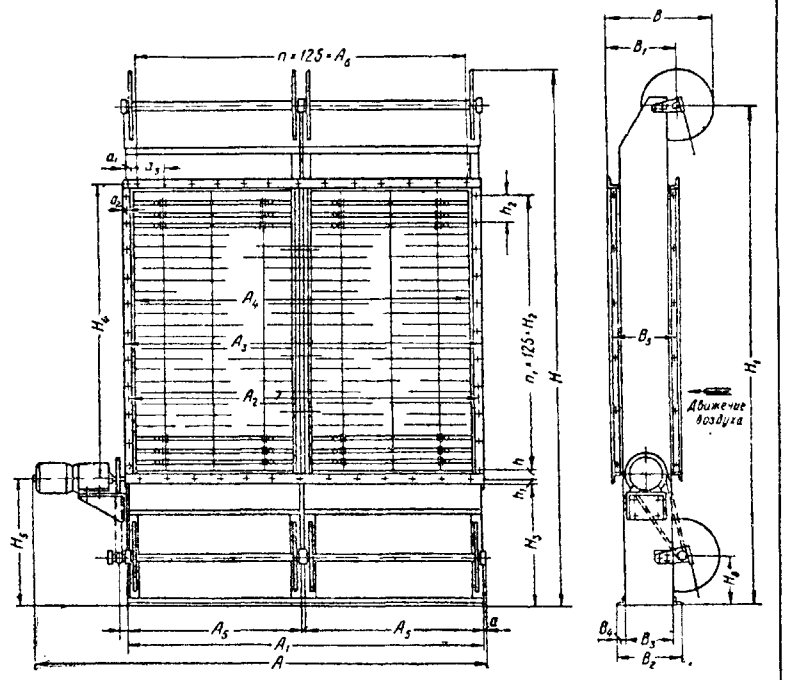


Рис. IV.5. Фильтры рулонные Ф2РУ7 и Ф4РУ4

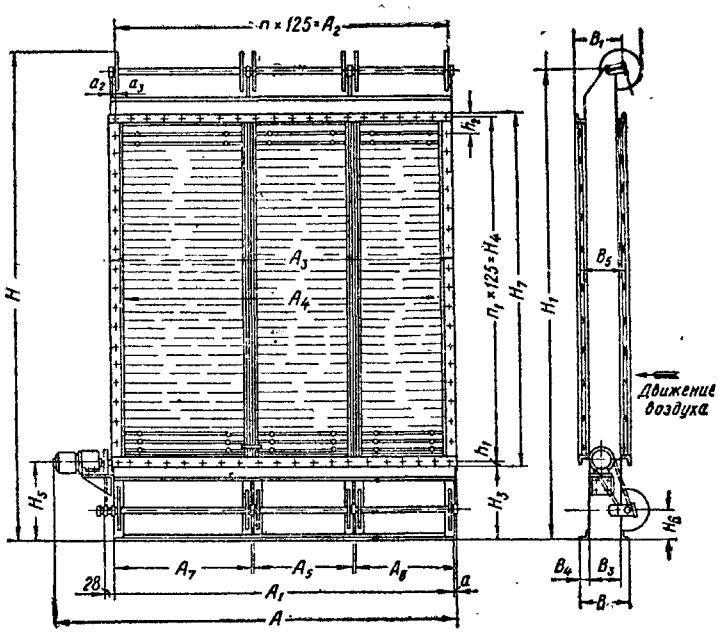


Рис IV.6. Фильтры рулонные Ф6РУ6; Ф8РУ2, Ф12РУ1

Таблица IV.3

Технические данные фильтров рулонных ФРУ

Показатели	Тип фильтра				
	Ф2РУ7	Ф4РУ4	Ф6РУ6	Ф8РУ2	Ф12РУ1
Пропускная способность в *м³/ч*	20 000	40 000	60 000	80 000	120 000
Сопротивление фильтра при удельной воздушной нагрузке 10 000 *м³/ч · м²* в *кГ/м²*	4÷5	4÷5	4÷5	4÷5	4÷5
Площадь рабочего сечения в *м²*	2	4	6	7,9	12
Вид фильтрующего материала	ФСВУ				
Эффективность очистки (по методу НИИСТ) в %	80	80	80	80	80
Пылеемкость при увеличении сопротивления с 4 до 14 *кГ/м²* в *г/м²*	до 300	до 300	до 300	до 300	до 300
Мощность электродвигателя в *вт*	270	270	270	270	270
Количество секций по фронту фильтра:					
шириной 800 *мм*	2	—	2	—	—
шириной 1050 *мм*	—	2	1	3	3
Ширина фильтрующего материала в рулоне в *мм*	770	1020	770 и 1020	1020	1020
Длина материала в рулоне в *м*	25	25	25	25	25
Количество катушек в шт.	4	4	6	6	6
Вес фильтра в *кг*	353	408	623	717	970

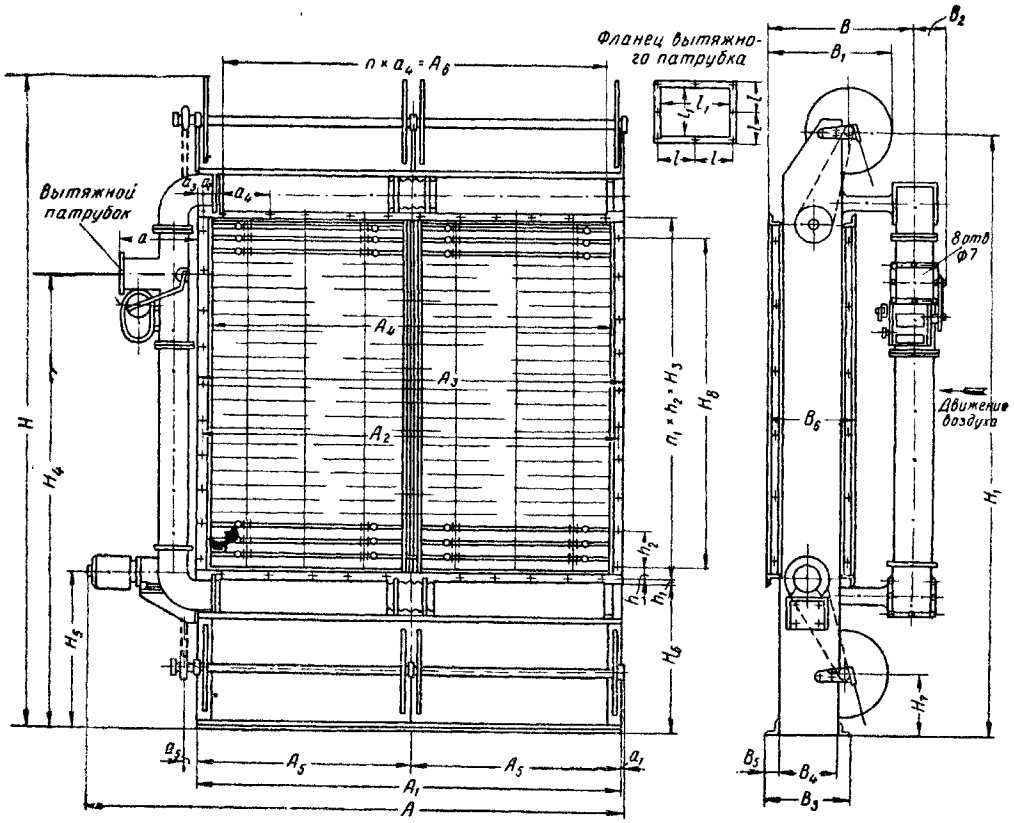


Рис. IV.7. Фильтры рулонные Ф2РП7, Ф4РП4

Таблица IV.4

Конструктивные размеры рулонных фильтров ФРУ (рис. IV.5, IV.6)

Тип фильтра	№ рисунка	Размеры в *мм*															
		A	A_1	A_2	A_3	A_4	A_5	A_6	A_7	A_8	*a*	a_1	a_2	a_3	*B*	B_1	B_2
Ф2РУ7	IV.5	2044	1601	1580	1609	1521	800	1500	—	—	15	40	14,5	125	464	304	300
Ф4РУ4		2545	2101	2090	2120	2021	1050	2000	—	—	15	45	14,5	125	464	304	300
Ф6РУ6	IV.6	3095	2652	2625	2660	2572	800	—	1050	800	15	—	17,5	125	464	304	300
Ф8РУ2		3595	3152	3125	3160	3072	—	—	1050	1050	15	—	17	125	464	304	300
Ф12РУ1		3595	3152	3125	3160	3072	—	—	1050	1050	15	—	17	125	464	304	300

Продолжение табл. IV.4

Тип фильтра	№ рисунка	Размеры в *мм*														Количество отверстий	
		B_3	B_4	B_5	H	H_1	H_2	H_3	H_4	H_5	H_6	H_7	h	h_1	h_2	n	n_1
Ф2РУ7	IV.5	220	40	308	2433	2273	1250	560	1344	584	223	—	47	16	125	12	10
Ф4РУ4		220	40	308	2930	2770	1750	560	1844	587	226	—	47	16	125	16	14
Ф6РУ6	IV.6	220	40	308	3700	3305	—	560	2625	597	236	2657	—	16	125	21	21
Ф8РУ2		220	40	308	3700	3305	—	560	2625	597	236	2657	—	16	125	25	21
Ф12РУ1		220	40	308	5090	4712	—	560	4000	581	220	4032	—	16	125	25	32

Таблица IV.5

Технические данные фильтров ФРП

Показатели	Тип фильтра				
	Ф2РП7	Ф4РП4	Ф6РП6	Ф8РП2	Ф12РП1
Пропускная способность в $м^3/ч$	20 000	40 000	60 000	80 000	120 000
Сопротивление фильтра при удельной воздушной нагрузке 10 000 $м^3/ч \cdot м^2$ в $кГ/м^2$	10—12	10—12	10—12	10—12	10—12
Площадь рабочего сечения в $м^2$	2	4	6	7,9	12
Вид фильтрующего материала	ФВН	ФВН	ФВН	ФВН	ФВН
Пылеемкость при увеличении сопротивления в 2 раза в $г/м^2$	До 130	До 130	До 130	До 130	До 130
Мощность электродвигателя в *вт*	270	270	270	270	270
Количество секций по фронту фильтра:					
ширина 800 *мм*	2	—	2	—	—
» 1050 *мм*	—	2	1	3	3
Ширина фильтрующего материала в рулоне в *мм*	770	1020	770 и 1020	1020	1020
Длина материала в рулоне в *м*	100	100	100	100	100
Количество катушек в шт.	4	4	6	6	6
Вес фильтра в *кг*	406	—	597	—	—
Необходимый расход воздуха через отсасывающее устройство в $м^3/ч$	700	920	1150	1380	1380
Эффективность при улавливании волокнистой пыли в %	95—96	95—96	95—96	95—96	95—96

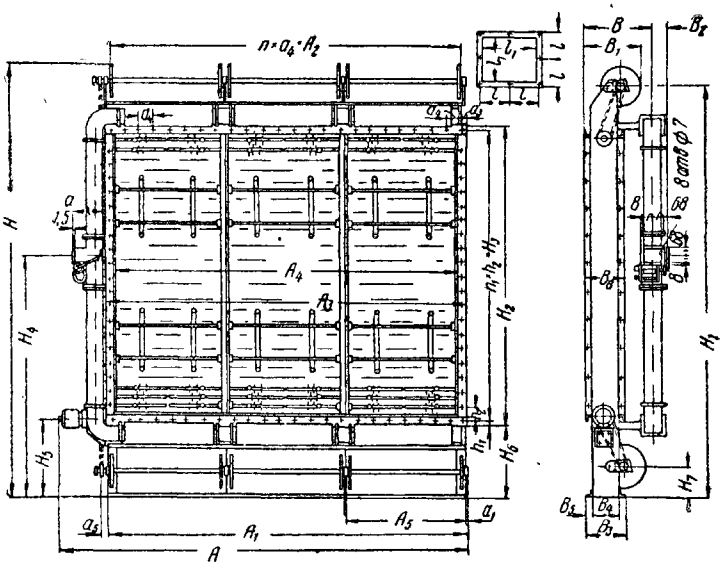


Рис. IV.8. Фильтры рулонные Ф6РП6, Ф8РП2, Ф12РП1

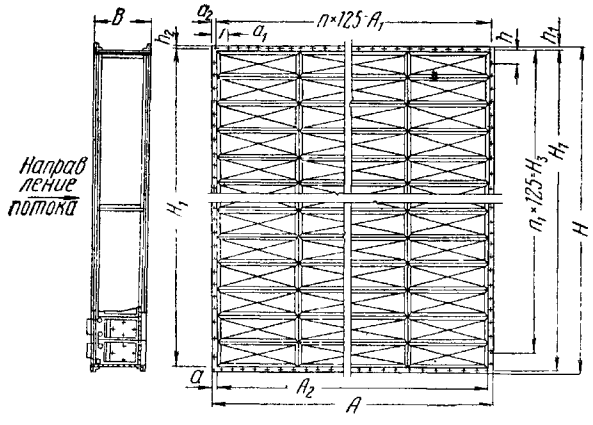


Рис. IV.9. Электрофильтры типа Ф1Э1, Ф3Э2, Ф5Э3, Ф8Э4, Ф10Э5, Ф14Э6, Ф18Э7

Таблица IV.6

Конструктивные размеры рулонных фильтров ФРП (рис. IV.7, IV.8)

Тип фильтра	№ рисунка	Размеры в *мм*																	
		A	A_1	A_2	A_3	A_4	A_5	A_6	a	a_1	a_2	a_3	a_4	a_5	B	B_1	B_2	B_3	B_4
Ф2РП7	IV.7	2044	1616	1580	1609	1521	800	1500	295	15	40	14,5	125	28	516	464	100	300	220
Ф4РП4		2545	2101	2090	2120	2021	1050	2000	295	15	45	14,5	125	28	516	464	100	300	220
Ф6РП6	IV.8	3095	2652	2625	2660	2572	800	—	295	15	—	17,5	125	28	516	464	100	300	220
Ф8РП2		3595	3152	3125	3160	3072	1050	—	295	15	—	17	125	28	516	464	100	300	220
Ф12РП1		3595	3152	3125	3160	3072	1050	—	295	15	—	17	125	28	516	464	100	300	220

Продолжение табл. IV.6

Тип фильтра	№ рисунка	Размеры в *мм*															Количество отверстий	
		B_5	B_6	H	H_1	H_2	H_3	H_4	H_5	H_6	H_7	H_8	h	h_1	h_2	e	e_1	n	n_1
Ф2РП7	IV.7	40	308	2433	2273	—	1391	1636	584	560	212	1500	47	16	125	68	117	12	11
Ф4РП4		40	308	2930	2770	—	1844	2136	587	560	215	1750	47	16	125	68	117	16	14
Ф6РП6	IV.8	40	308	3700	3305	2657	2625	2136	597	560	225	—	—	16	125	68	117	21	21
Ф8РП2		40	308	3700	3305	2657	2625	2136	597	560	225	—	—	16	125	68	117	25	21
Ф12РП1		40	308	5100	4712	4032	4000	2136	581	560	209	—	—	16	125	68	117	25	32

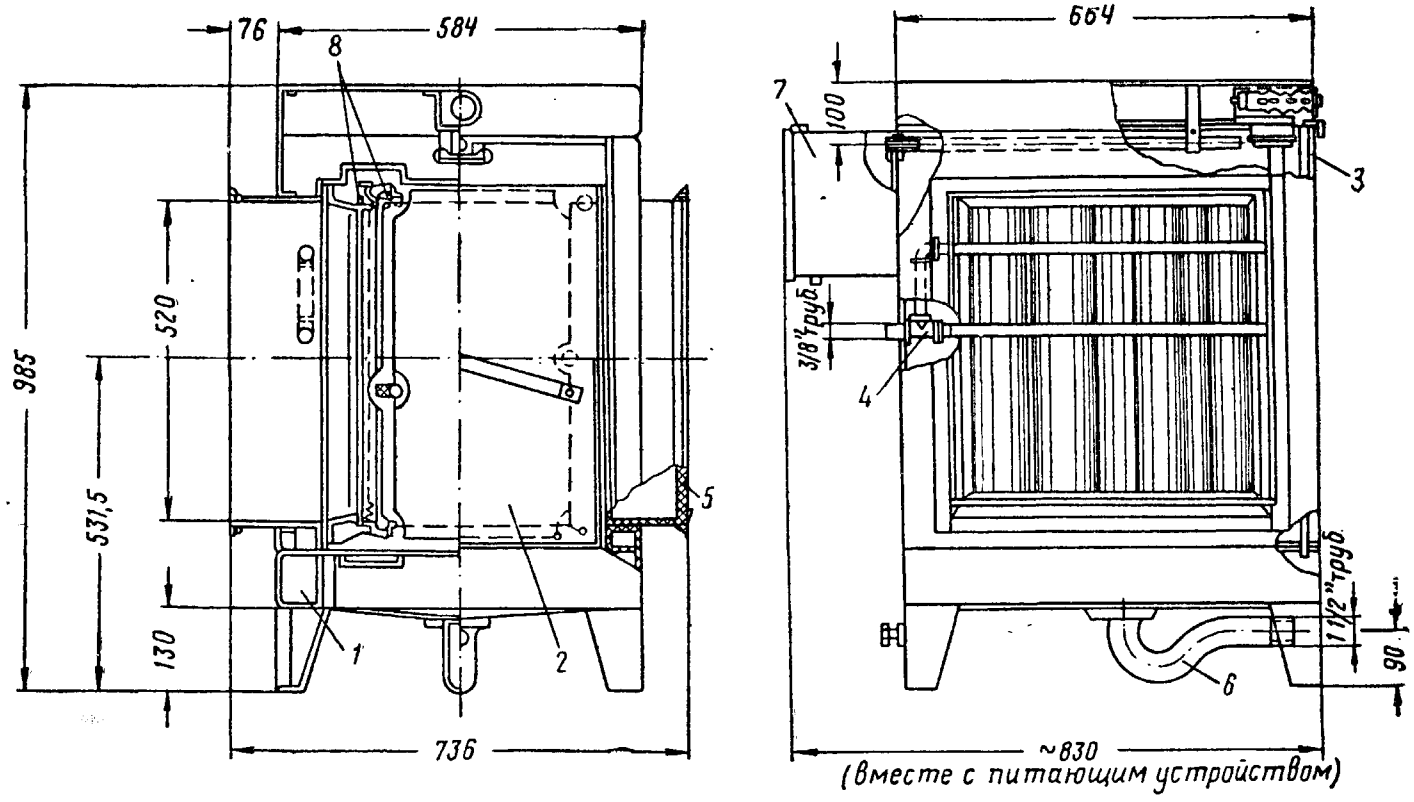


Рис. IV.10. Электрофильтр типа ЭФ-2

1 — корпус; *2* — электродный агрегат; *3* — монтажная дверка; *4* — водоподводящая гребенка; *5* — противоуносный фильтр; *6* — канализационный сифон; *7* — электроагрегат питания; *8* — клеммы понижающей и осадительной зон

Таблица IV.7

Технические данные электрофильтров ФЭ

Наименование	Тип фильтра						
	Ф1Э1	Ф3Э2	Ф5Э3	Ф8Э4	Ф10Э5	Ф14Э6	Ф18Э7
Площадь рабочего сечения в $м^2$	1,5	2,9	4,9	8,2	9,8	14	18,5
Пропускная способность при скорости воздуха 2 *м/сек* (при удельной воздушной нагрузке 7200 $м^3/ч \cdot м^2$ в $м^3/ч$)	10 000	19 000	33 000	55 000	65 000	100 000	130 000
Эффективность очистки (по методике НИИСТ) в %	90—95	90—95	90—95	90—95	90—95	90—95	90—95
Начальное сопротивление в $кГ/м^2$:							
с противоуносным фильтром	4	4	4	4	4	4	4
без противоуносного фильтра	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
Пылеемкость фильтра при увеличении его сопротивления с противоуносным фильтром в 2 раза в $г/м^2$ рабочего сечения	1500	1500	1500	1 500	1 500	1 500	1 500
Напряжение на коронирующих электродах в *в*	+13 000	+13 000	+13 000	+13 000	+13 000	+13 000	+13 000
Напряжение на осадительных пластинах в *в*	+ 6 500	+ 6 500	+ 6 500	+ 6 500	+6 500	+6 500	+6 500
Потребляемый ток в *ма*	7	14	24	42	54	81	110
Потребляемая мощность в *вт*	100	200	350	600	800	1 100	1 500
Расход воды для промывки фильтра (при давлении 3 $кГ/см^2$)	0,5	1,5	2,5	4	5	7	9
Число секций шириной 765 *мм* в шт.	7	14	—	24	—	—	—
» » » 1015 *мм* в шт.	—	—	18	12	36	54	72
Вес фильтра в *кг*	205	367	583	963	1 120	1 640	2 150

Таблица IV.8

Конструктивные размеры электрических фильтров ФЭ (рис. IV.9)

Тип фильтра	Размеры в *мм*														Количество отверстий	
	A	A_1	A_2	a	a_1	a_2	B	H	H_1	H_2	H_3	h	h_1	h_2	n	n_1
Ф1Э1	56	820	772	42	125	18	510	1840	1804	1756	—	125	18	42	6	13
Ф3Э2	1616	1580	1532	42	125	18	510	1840	1804	1756	—	125	18	42	12	13
Ф5Э3	2126	2090	2042	42	125	18	510	2344	2308	2260	—	125	18	42	16	17
Ф8Э4	2661	2625	2577	42	125	18	510	3098	3062	3014	2875	125	18	42	21	23
Ф10Э5	3161	3125	3077	42	125	18	510	3098	3062	3014	2875	125	18	42	25	23
Ф14Э6	3161	3125	3077	42	125	18	510	4598	4562	4514	4375	125	18	42	25	36
Ф18Э7	4161	4125	4077	42	125	18	510	4598	4562	4514	4500	125	18	42	33	36

Техническая характеристика фильтра ЭФ-2

Пропускная способность	до 2000 $м^3/ч$
Начальное сопротивление с противоуносным фильтром	„ 4 $кГ/м^2$
Эффективность очистки (по методике НИИСТ)	„ 95%
Пылеемкость при увеличении сопротивления вдвое	„ 300 $г/м^2$
Мощность, потребляемая агрегатом питания из сети	„ 80 *вт*
Потребляемый ток	1 *ма*
Суммарная поверхность осадительных электродов	13,8 $м^2$
Расход воды на одну промывку	не менее 50 *л*
Время одной промывки	3 *мин*
Время между двумя промывками	4—6 недель
Количество форсунок	15 шт,
Вес без питающего устройства	90 *кг*

10. Шарнирно-шторчатые масляные самоочищающиеся фильтры типа ФШ с механизированным удалением шлама (рис. IV.11, IV.12 и табл. IV.9, IV.10).

11. Циклоны ЦН-15 НИИОГАЗ. При одиночной установке осуществляется боковой выход газа через улитку (рис. IV.13, табл. IV.11) при установке в группы из 2, 3, 4, 6 и 8 циклонов осуществляется либо выход газа вверх через общий колпак (рис. IV.14, *а*—IV.18, *а*), либо боковой выход газа через улитку (рис. IV.14, *б*—IV.18, *б*, табл. IV.12—IV.22).

В результате сравнения эффективности сухих циклонных аппаратов (выполненных Ленинградским институтом охраны труда ВЦСПС в 1968 г.*) наиболее эффективными оказались циклоны ЦН-11 **.

Несколько пониженную эффективность (на 2—3%) имеют циклоны ВЦНИОТ (с обратным конусом)**, ЦН-15 и СИОТ. Циклоны ЦН-11 рекомендуется компоновать в группы до 4-х циклонов.

12. Батарейные циклоны типа БЦ (мультициклоны). Циклоны БЦ могут применяться либо в виде отдельных батарей, либо компоноваться из этих батарей в группы (рис. IV.19—IV.23, табл. IV.23, IV.24).

В обозначениях циклонов, например БЦ $\frac{Р100}{1\times35}$, указано: БЦ — батарейный циклон; Р100 — циклон диаметром 100 *мм* с направляющим элементом «Розетка», 1×35 односекционный, состоящий из 35 элементов.

---

* «Унификация устройств по очистке вентиляционного воздуха от пыли. Раздел — сравнительные исследования сухих циклонов.» ЛИОТ 1968 г.

** Альбом оборудования «Пылеотделители и фильтры». ГПИ Сантехпроект, 1969 г.

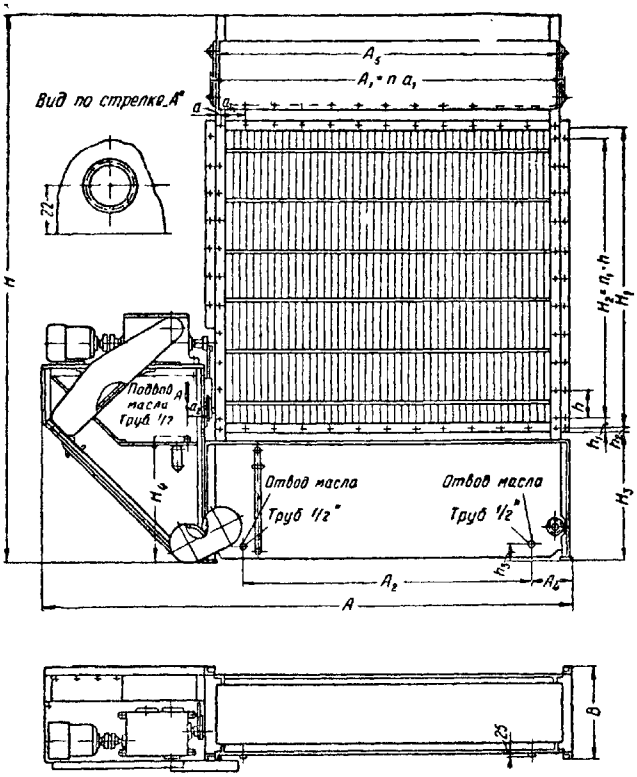


Рис. IV.11. Фильтр шарнирно-шторчатый типа ФШ-1

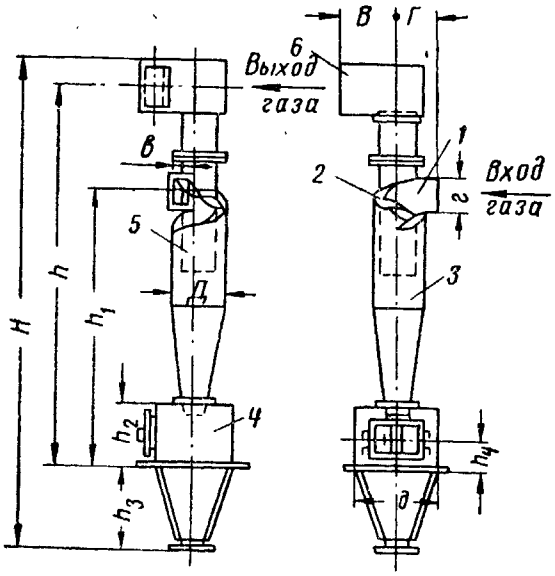
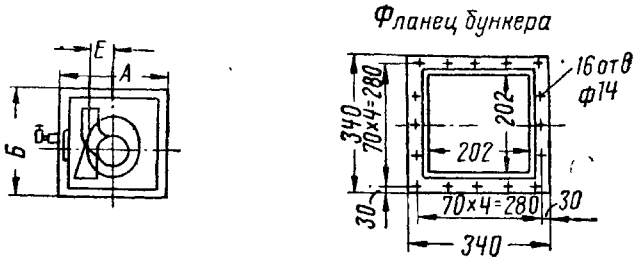


Рис. IV.13. Циклоны ЦН-15 НИИОГАЗ. Одиночная установка.

1 — входной патрубок; *2* — винтообразная крыша; *3*—корпус; *4*—бункер; *5* — выхлопная труба; *6* — улитка для выхода газа



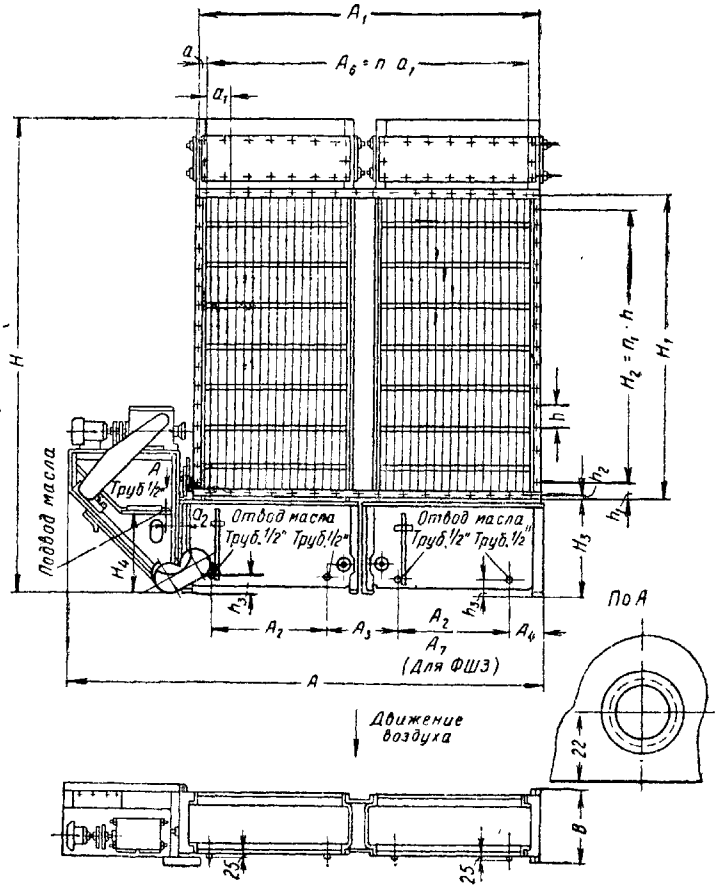


Рис. IV.12. Фильтры шарнирно-шторчатые типов ФШ-2, ФШ-3, ФШ-4, ФШ-5

Таблица IV.9

Технические характеристики шарнирно-шторчатых фильтров ФШ

Показатели	Тип фильтра				
	ФШ-1М	ФШ-2М	ФШ-3М	ФШ-4М	ФШ-5М
Номинальная пропускная способность в $м^3/ч$	20 000	40 000	60 000	80 000	120 000
Площадь лобовой поверхности в $м^2$	1,8	3,8	5,9	7,8	11,1
Удельная воздушная нагрузка в $м^3/ч \cdot м^2$	11 000	12 500	10 200	11 100	10 800
Эффективность очистки (по методике НИИСТ) в %	70	70	70	70	70
Расчетное сопротивление по воздуху в $кГ/м^2$	10	10	10	10	10
Средняя скорость перемещения шторок в *см/мин.** (может устанавливаться одно из возможных значений скорости в зависимости от высоты фильтра и запыленности воздуха)	0,76 1,52 2,28	0,76 1,52 2,28	0,76 1,52 2,28	0,76 1,52 2,28	0,76 1,52 2,28
Полезная емкость масляного бака в $м^3$	0,3	0,41	0,48	0,56	0,56
Установленная мощность электродвигателей в *квт*	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6
Общий вес фильтра без масла в *кг*	538	925	1280	1546	1625

* Створки перемещаются периодически в моменты сцепления с редуктором. При этом их скорость в 8,2 раза выше средней.

Таблица IV.10

Конструктивные размеры шарнирно-шторчатых фильтров (рис. IV.11—IV.12)

Тип фильтра	№ рисунка	Размеры в *мм*																				Количество отверстий	
		A	A_1	A_2	A_3	A_4	A_5	A_6	A_7	a	a_1	a_2	B	H	H_1	H_2	H_3	H_4	h	h_1	h_2	h_3	n	n_1
ФШ-1	IV.11	2325	1500	1220	—	200	1580	—	—	40	125	80	426	2434	1344	1250	560	530	125	47	16	40	12	10
ФШ-2	IV.12	3020	2090	800	353	152	—	2000	—	40	125	80	426	2934	1844	1750	560	530	125	47	16	40	16	14
ФШ-3	IV.12	3440	2625	1220	354	152	—	—	800	40	125	80	426	3715	2625	—	560	530	125	—	16	40	21	21
ФШ-4	IV.12	3956	3125	1220	403	200	—	3225	—	40	125	80	426	3715	2625	2625	560	530	125	47	16	40	25	21
ФШ-5	IV.12	3956	3125	1220	403	200	—	3225	—	40	125	80	426	5090	4000	4000	560	530	125	47	16	40	25	32

Таблица IV.11

Установочные размеры одиночных циклонов ЦН-15 (рис. IV.13)

Размеры в *мм*															Вес в *кг*
$Д$	H	h	h_1	h_2	h_3	h_4	A	$Б$	$В$	$Г$	$Е$	$в$	$г$	$д$	
400	3617	2696	2240	715	785	365	1020	1020	230	235	148	104	264	800	385
450	3865	2927,5	2435						265	265	166	117	297		409
500	4118	3164	2630						295	295	185	130	330		448
550	4721	3570,6	2995	885	965	535	1180	1180	325	320	203	143	363	950	569
600	4969	3812	3185						355	350	222	156	396		615
650	5222	4038,5	3380						385	380	240	169	429		672
700	5545	4275	3580	885	1135	535	1276	1276	415	410	259	182	462	1050	733
750	5893	4506	3770						445	440	277	195	495		783
800	6141	4738	3965						475	470	296	208	528		840

Таблица IV.12

Установочные размеры группы из двух циклонов ЦН-15 с выходом газа через колпак (рис. IV.14, *а*)

Размеры в *мм*						Вес в *кг*
$Д$	d	H	$В$	$Г$	h_1	
500	370	4770	1000	500	2630	805
550	430	5140	1100	550	2825	938
600	424	5505	1200	600	3075	1042
650	524	5725	1300	650	3325	1190
700	524	6195	1400	600	3850	1315
750	530	6685	1500	750	3825	1517
800	630	6985	1600	700	4075	1780

Таблица IV.14

Установочные размеры группы из трех циклонов ЦН-15 с выходом газа через колпак (рис. IV.15, *а*)

Размеры в *мм*								Вес в *кг*
$Д$	d	H	h_2	$В$	$Г$	$а$	$б$	
650	612	6800	3326	2110	750	429	429	2319
700	625	7255	3581	2260	700	462	462	2457
750	718	7820	3823	2410	750	495	495	2786
800	718	8205	4076	2560	800	528	528	3116

Таблица IV.13

Установочные размеры группы из двух циклонов ЦН-15 с выходом газа через улитку (рис. IV.14, *б*)

Размеры в *мм*																	Вес в *кг*
$Д$	H	h	h_1	h_2	h_3	h_4	A	$Б$	B_1	$Г_1$	$Е$	$а$	$б$	$в$	$г$	d	
500	4198	3164	2630	715	865	365	1422	1204	295	295	540	300	330	1250	1000	14	749
550	4571	3400	2825	715	985	365	1555	1260	320	325	590	326	353	1380	1050	14	872
600	4919	3692	3075	775	1025	365	1667	1309	350	355	640	352	396	1500	1100	14	982
650	5172	3983,5	3325	830	970	480	1790	1350	380	385	694	383	429	1630	1150	14	1135
700	5625	4275	3850	885	1115	535	1912	1408	410	415	724	388	462	1750	1200	18	1276
750	6098	4561	3825	940	1285	590	2050	1500	440	445	790	431	495	1880	1280	18	1446
800	6431	4848	4075	995	1315	645	2162	1614	470	475	824	440	528	2000	1400	14	1747

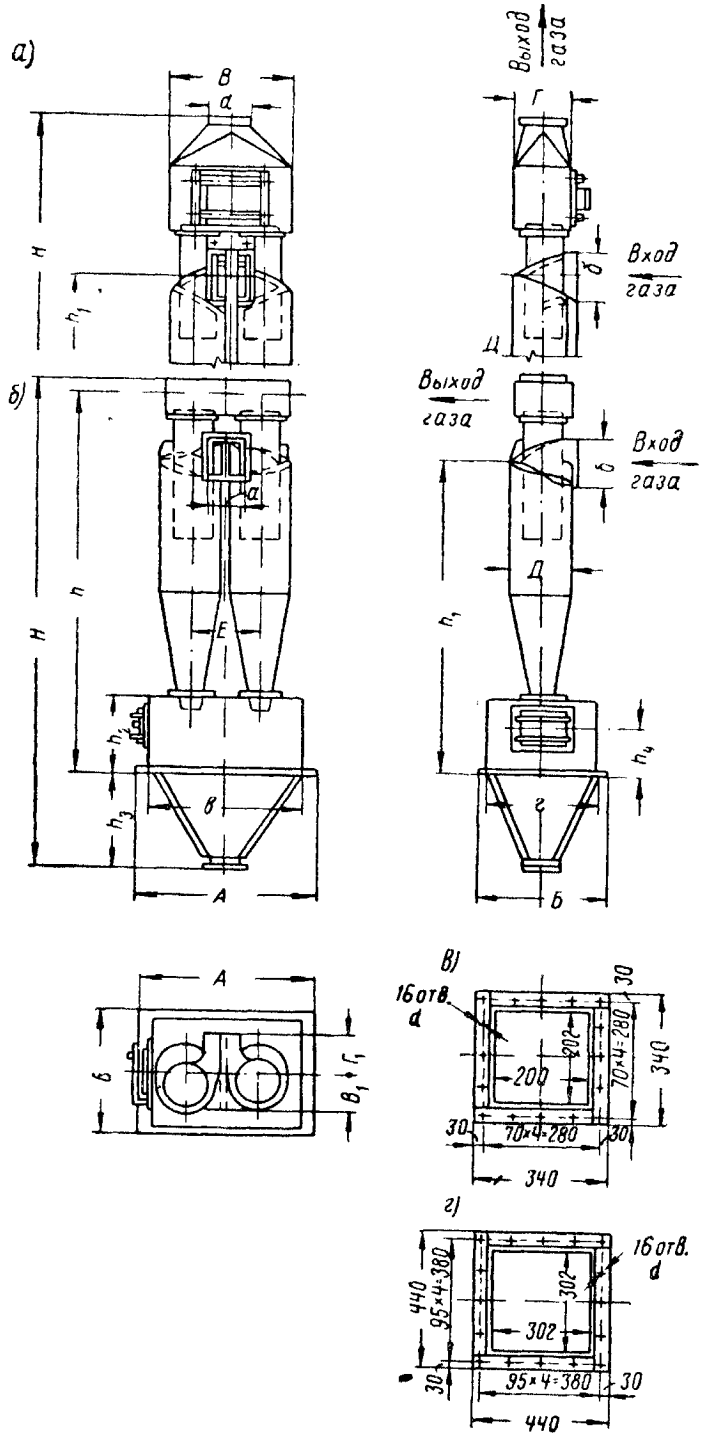


Рис. IV.14. Циклоны ЦН-15 НИИОГАЗ. Группа из двух циклонов

а — с выходом газа через колпак; *б* — с выходом газа через улитку; *в* — фланец бункера циклонов диаметром $D=500 \div 600$ *мм*; *г* — фланец бункера циклонов диаметром $D=650 \div 800$ *мм*

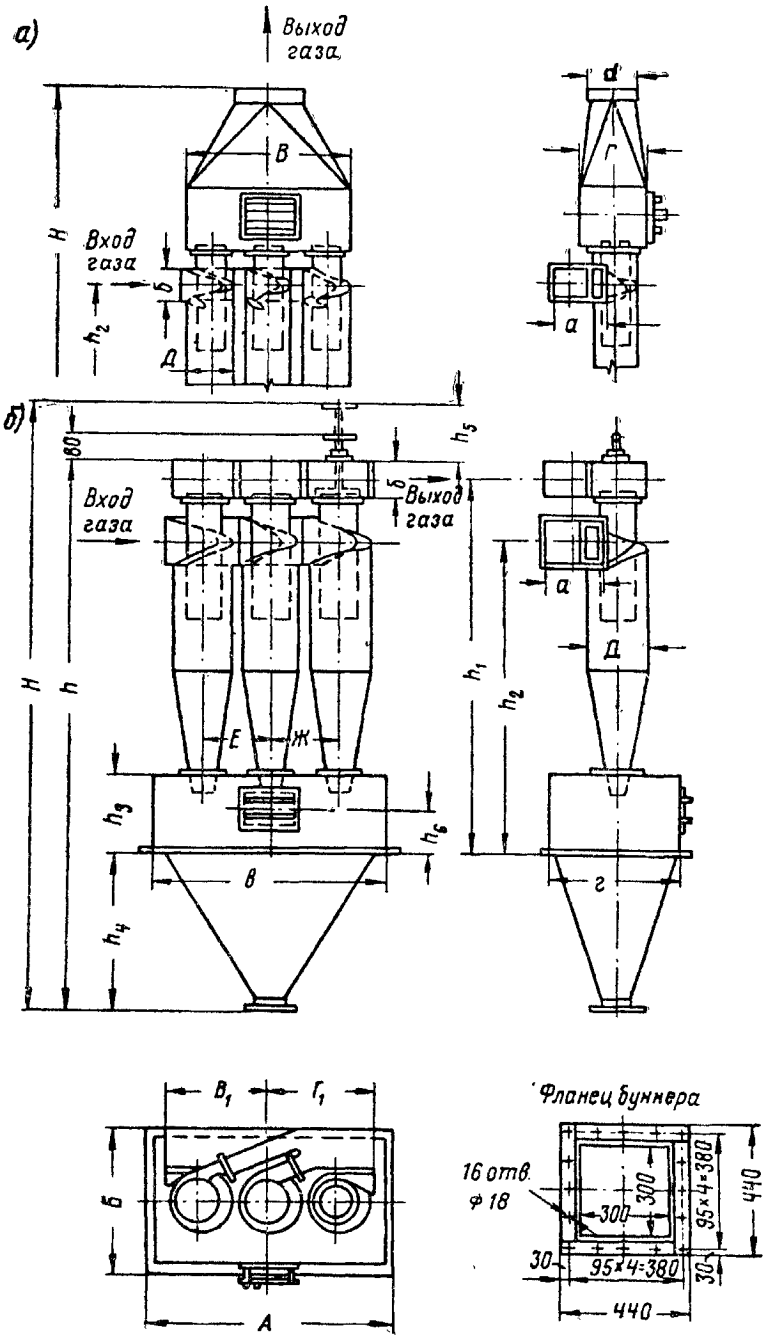


Рис. IV.15. Циклоны ЦН-15 НИИОГАЗ. Группа из трех циклонов

а — с выходом газа через колпак; *б* — с выходом газа через улитку

Таблица IV.15

Установочные размеры группы из трех циклонов ЦН-15 с выходом газа через улитку (рис. IV.15, *б*)

Размеры в *мм*																			Вес в *кг*
Д	*Н*	*h*	h_1	h_2	h_3	h_4	h_5	h_6	*А*	*Б*	B_1	$Г_1$	*Е*	*Ж*	*а*	*б*	*в*	*г*	
650	6430	5887	3984,5	3326	831	1684	542	481	2605	2640	1110	1115	730	730	589	429	2440	1400	2092
700	6890	6315	4276	3581	886	1804	575	536	2772	1550	1190	1195	780	780	633	462	2610	1300	2313
750	7480	6873	4562,5	3826	941	2059	607	591	2955	1643	1270	1275	830	830	677	495	2785	1400	2672
800	7862	7221	4849	4076	996	2104	641	646	3124	1750	1350	1355	880	880	718	528	2960	1500	2879

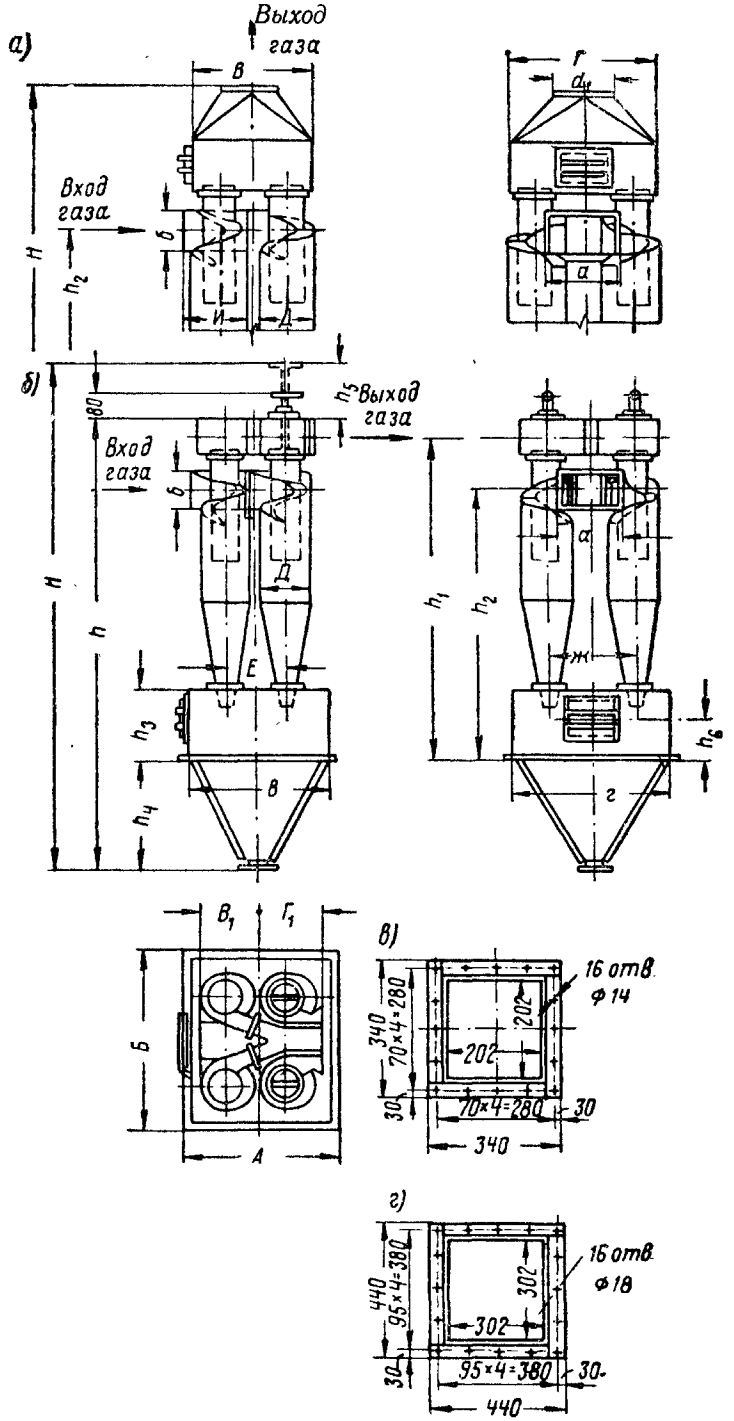


Рис. IV.16. Циклоны ЦН-15 НИИОГАЗ. Группа из четырех циклонов

а — с выходом газа через колпак; *б* — с выходом газа через улитку; *в* — фланец бункера циклонов диаметром $D=400 \div 600$ *мм*; *г* — фланец бункера циклонов диаметром $D=650 \div 800$ *мм*

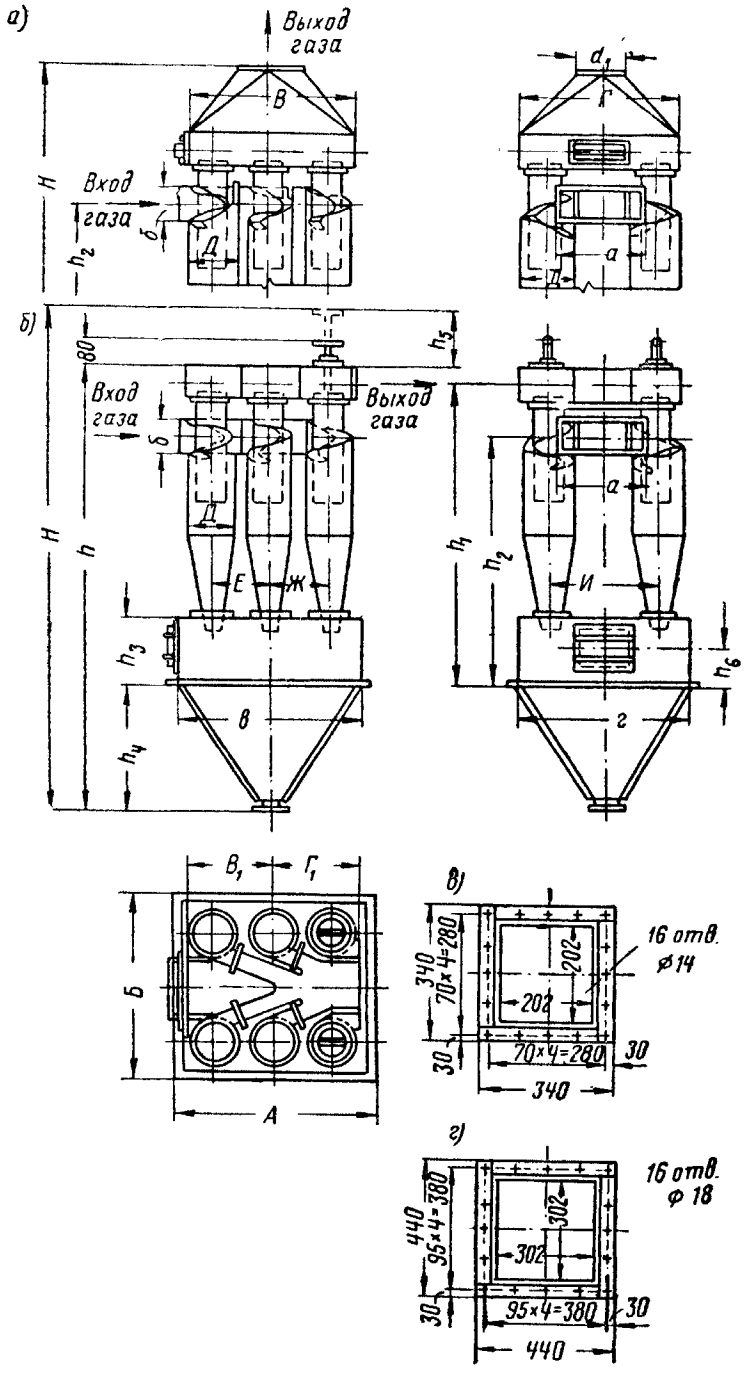


Рис. IV.17. Циклоны ЦН-15 НИИОГАЗ. Группа из шести циклонов

а — с выходом газа через колпак; *б* — с выходом газа через улитку; *в* — фланец бункера циклонов диаметром $D=500 \div 600$ *мм*; *г* — фланец бункера циклонов диаметром $D=650 \div 800$ *мм*

Таблица IV.16

Установочные размеры группы из четырех циклонов ЦН-15 с выходом газа через колпак (рис. IV.16, *а*)

Размеры в *мм*									Вес в *кг*
Д	d_1	*Н*	*h*	h_2	*Г*	*И*	*а*	*б*	
400	418	4235	2196	2196	1000	455	456	264	1068
450	462	4490	2391	2391	1125	510	508	297	1233
500	515	5070	2631	2631	1250	565	560	330	1474
550	615	5375	2826	2826	1375	615	620	363	1713
600	615	5750	3076	3076	1500	680	672	396	1976
650	716	6080	3326	3325	1620	725	724	429	2229
700	718	6569	3581	3581	1750	780	776	462	2592
750	818	7000	3826	3826	1870	835	828	495	2920
800	820	7470	4076	4076	2000	890	880	528	3108

Таблица IV.18

Установочные размеры группы из шести циклонов ЦН-15 с выходом газа через колпак (рис. IV.17, *а*)

Размеры в *мм*								Вес в *кг*
Д	d_1	h_2		*Г*		*а*	*б*	
500	515	5445	2631	1660	1600	912	330	2231
550	718	6005	2826	1810	1760	1005	363	2710
600	816	6280	3076	1960	1920	1102	396	3094
650	818	6575	3326	2110	2080	1179	429	3750
700	918	7320	3581	2260	2240	1266	462	4200
750	912	7715	3826	2410	2400	1353	496	4443
800	1018	8020	4076	2560	2560	1440	528	5613

Таблица IV.17

Установочные размеры группы из четырех циклонов ЦН-15 с выходом газа через улитку (рис. IV.16, *б*)

Размеры в *мм*																			Вес в *кг*
Д	*Н*	*h*	h_1	h_2	h_3	h_4	h_5	h_6	*А*	*Б*	B_1	$Г_1$	*Е*	*Ж*	*а*	*б*	*в*	*г*	
400	3995	3647	2652	2196	671	829	378	321	1248	1380	455	450	440	648	456	264	1040	1200	974
450	4275	3865	3883,5	2391	671	829	410	321	1340	1528	510	510	480	724	508	297	1165	1350	1141
500	4880	4438	3164	2631	716	1104	442	366	1486	1676	565	565	540	800	560	330	1200	1500	1199
550	5247	4771	3401,5	2826	716	1184	476	366	1640	1830	615	620	590	884	620	363	1450	1650	1678
600	5628	5119	3693	3076	776	1224	509	426	1725	1960	610	675	640	960	672	396	1540	1800	1900
650	6014	5472	3984,5	3325	831	1269	542	481	1850	2120	725	730	590	1036	724	429	1660	1950	2148
700	6500	5925	4276	3581	886	1414	575	536	1972	2278	780	785	740	1112	776	462	1790	2100	2580
750	6985	6378	4562,2	3826	941	1559	607	591	2096	2416	835	840	790	1188	826	495	1910	2250	2868
800	7462	6821	4849	4076	996	1704	641	646	2230	2568	890	895	840	1264	880	528	2040	2400	3241

Таблица IV.19

Установочные размеры группы из шести циклонов ЦН-15 с выходом газа через улитку (рис. IV.17, *б*)

Размеры в *мм*																				Вес в *кг*
Д	*Н*	*h*	h_1	h_2	h_3	h_4	h_5	h_6	*А*	*Б*	B_1	$Г_1$	*Е*	*Ж*	*И*	*а*	*б*	*в*	*г*	
500	5060	4618	3165	2631	716	1284	442	366	2068	1922	875	875	580	580	1150	912	330	1910	1750	2101
550	5741	5271	3401,5	2826	716	1684	476	366	2265	2115	950	955	630	630	1269	1005	363	2085	1925	2328
600	6028	5519	3693	3076	776	1624	509	426	2424	2276	1030	1035	680	680	1380	1092	396	2260	2100	2908
650	6314	5772	3984,5	3326	831	1569	542	481	2594	2436	1110	1115	730	730	1490	1179	429	2440	2270	3382
700	7100	6525	4276	3581	886	2014	575	536	2787	2635	1190	1195	780	780	1602	1266	462	2610	2450	3896
750	7480	6873	4562,5	3826	941	2059	607	591	2956	2804	1270	1275	830	830	1713	1353	495	2785	2625	4248
800	7862	7221	4849	4076	996	2104	641	646	3124	2972	1350	1355	880	880	1824	1440	528	2960	2800	4958

Таблица IV.20

Установочные размеры группы из восьми циклонов ЦН-15 с выходом газа через колпак (рис. IV.18, *а*)

Размеры в *мм*								Вес в *кг*
Д	d_1	*Н*	h_2	*В*	*Г*	*а*	*б*	
750	1112	8770	3826	3240	2775	1743	495	7052
800	1015	9175	4070	3440	2960	1856	528	7896

13. Центробежные скрубберы ВТИ — ПСП. Скрубберы могут устанавливаться с раскручивающим аппаратом на выходе газов либо с выхлопной шахтой (рис. IV.24, *а*, *б*, табл. IV.25, IV.26); фланцы патрубков (рис. IV.24, *в*, *г*, *д*, *е*, табл. IV.27).

14. Циклоны-промыватели СИОТ. Циклоны-промыватели с раскручивателем, направляющим выходной поток воздуха вниз (тип I), представлены на рис. IV.25; табл. IV.28—IV.29. Циклоны-промыватели с раскручивателем-улиткой (тип II) представлены на рис. IV.26;

Таблица IV.21

Установочные размеры группы из восьми циклонов ЦН-15 с выходом газа через улитку (рис. IV.18, *б*)

Размеры в *мм*																				Вес в *кг*
Д	*Н*	*h*	h_1	h_2	h_3	h_4	h_5	h_6	*А*	*Б*	B_1	$Г_1$	*Е*	*Ж*	*И*	*К*	*а*	*б*	*в*	*г*	
750	8225	7618	4562,5	3826	941	2804	607	591	3787	3722	1685	1690	830	830	830	2103	1743	495	3615	3547	6568
800	8547	7906	4843	4070	890	2795	641	640	4002	3990	1790	1795	880	880	880	2240	1856	528	3840	3828	7376

Таблица IV.22

Пропускная способность групповых циклонов ЦН-15 в $м^3/ч$

Количество циклонов в группе	Диаметр циклонов в *мм*								
	400	450	500	550	600	650	700	750	800
1	1450 1691	1835 2141	2 270 2 645	2 740 3 200	3 262 3 810	3 825 4 460	4 400 5 180	5 100 5 950	5 800 6 760
2	—	—	4 540 5 290	5 480 6 400	6 524 7 620	7 650 8 920	8 800 10 360	10 200 11 900	11 600 13 500
3	—	—	—	—	—	11 476 13 380	13 200 15 540	15 300 17 850	17 400 20 280
4	5800 6764	7340 8564	9 080 10 580	10 960 12 800	13 048 15 240	15 300 17 840	17 600 20 720	20 400 23 800	23 200 27 040
6	—	—	13 620 15 870	16 440 19 200	19 572 22 860	22 950 26 760	26 400 31 080	30 600 35 700	34 800 40 560
8	—	—	—	—	—	—	—	40 800 47 600	46 400 54 080

Примечание. В таблице указаны нижний и верхний пределы производительности циклонов в оптимальных условиях.

Таблица IV.23

Установочные размеры компоновок батарейных циклонов БЦ (рис. IV.23, *а*, *г*)

Тип компоновки циклона	Размеры в *мм*											Вес в *кг*
	А	*Б*	*В*	*Г*	*а*	*в*	*г*	*е*	*h*	h_1	h_2	
БЦ $\frac{Р250}{2\times90}$	5885	6500	2865	2740	1630	1900	1340	930	1980	2100	3850	23713,9
БЦ $\frac{Р250}{3\times54}$	5370	5655	1745	2720	1210	1600	1000	870	1600	2125	3485	20930
БЦ $\frac{Р250}{4\times65}$	8095	5160	2025	2590	2020	1580	—	1000	—	2170	—	31468
БЦВ $\frac{Р150}{1\times42}$	1268	4315	—	1088	1268	900	450	400	—	1550	2800	2697

Таблица IV.24

Размеры фланцев входного и выходного патрубков компоновок батарейных циклонов БЦ (рис. IV.23, *д*, *е*)

Тип компоновки циклона	Размеры в *мм*										
	а	*б*	*в*	*г*	*п*	n_1	n_2	n_3	*д*	*е*	*ж*
БЦ $\frac{Р250}{2\times90}$	930	1630	1340	1240	16	8	11	12	100	30	105
БЦ $\frac{Р250}{3\times54}$	810	1210	1000	1010	11	7	9	9	90	30	90
БЦ $\frac{Р250}{4\times65}$	1000	8095	2590	2020	—	—	—	—	—	—	—
БЦВ $\frac{Р150}{1\times42}$	400	1080	450	750	9	3	6	3	125	30	110

Таблица IV.25

Технические данные центробежных скрубберов ВТИ-ПСП (Рис. IV.24)

Тип скруббера	Производительность в $м^3/ч$	Сопротивление в $кГ/м^2$	Расход воды в $л/сек$		Максимальный одновременный расход воды в $л/сек$	Количество сопел	
			на орошение стенок	на промывку*		на орошение	на промывку
ЦС-3	1000—1500	40—85	0,17	1,1	1,27	3	2
ЦС-4	1600—2700	40—85	0,17	1,1	1,27	3	2
ЦС-5	2800—4200	40—85	0,23	1,1	1,33	4	2
ЦС-6	4300—6000	40—80	0,23	1,6	1,83	4	3
ЦС-7	6100—8000	50—80	0,28	1,6	1,88	5	3
ЦС-8	8100—10000	50—80	0,34	2,2	2,56	6	4

* Расход воды на промывку кратковременный продолжительностью 2—3 *мин*.

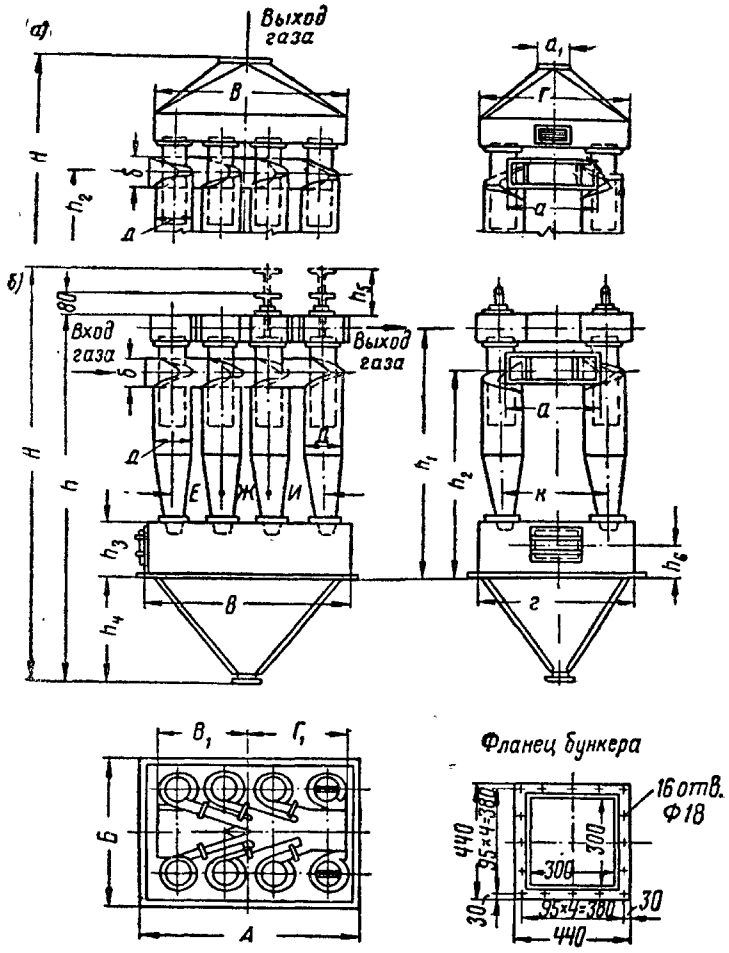


Рис. IV.18. Циклоны ЦН-15 НИИОГАЗ. Группа из 8 циклонов

а — с выходом газа через колпак; *б* — с выходом газа через улитку

табл. IV.30—IV.31; циклоны-промыватели без раскручивателя с выбросом воздуха вверх представлены на рис. IV.27, табл. IV.32—IV.35 (таблицы IV.34 и IV.35 относятся также и к промывателям СИОТ, типы I и II).

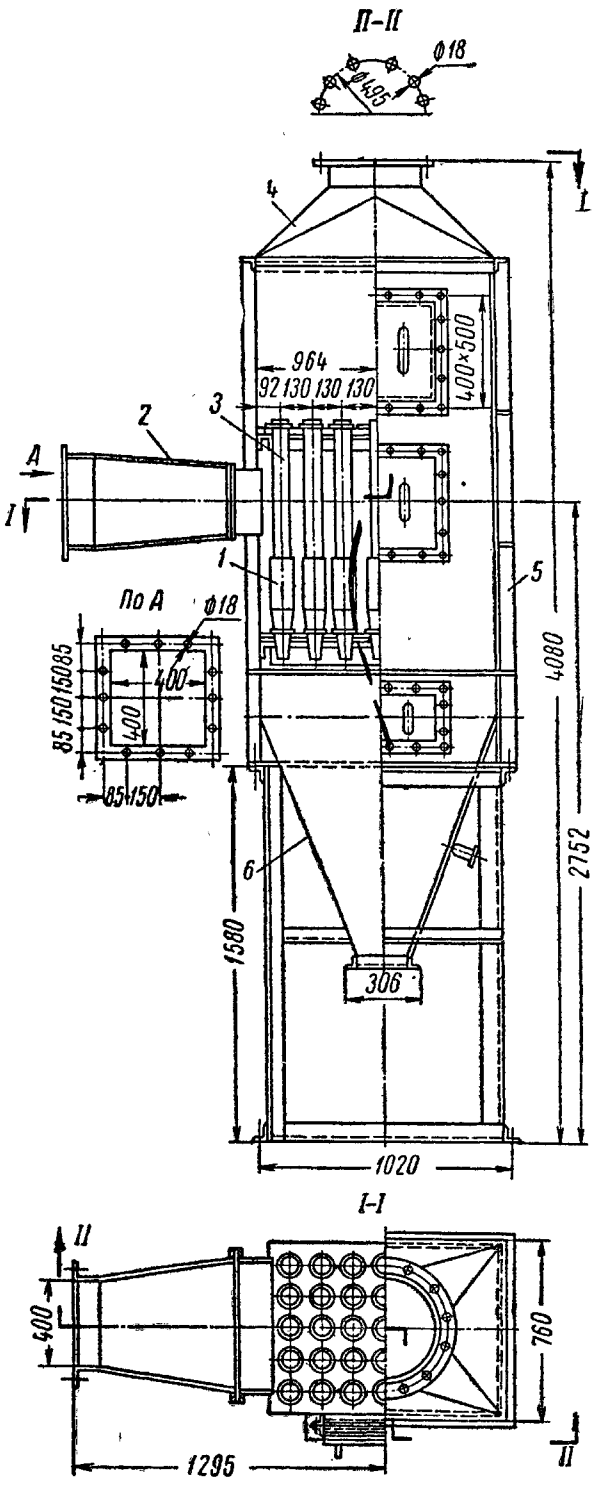


Рис. IV.19. Батарейный циклон БЦ $\frac{Р100}{1\times35}$

1 — циклонный элемент; *2* — входной диффузор; *3* — выхлопная труба циклонного элемента; *4* — выходной конфузор; *5* — корпус батарейного циклона; *6* — бункер

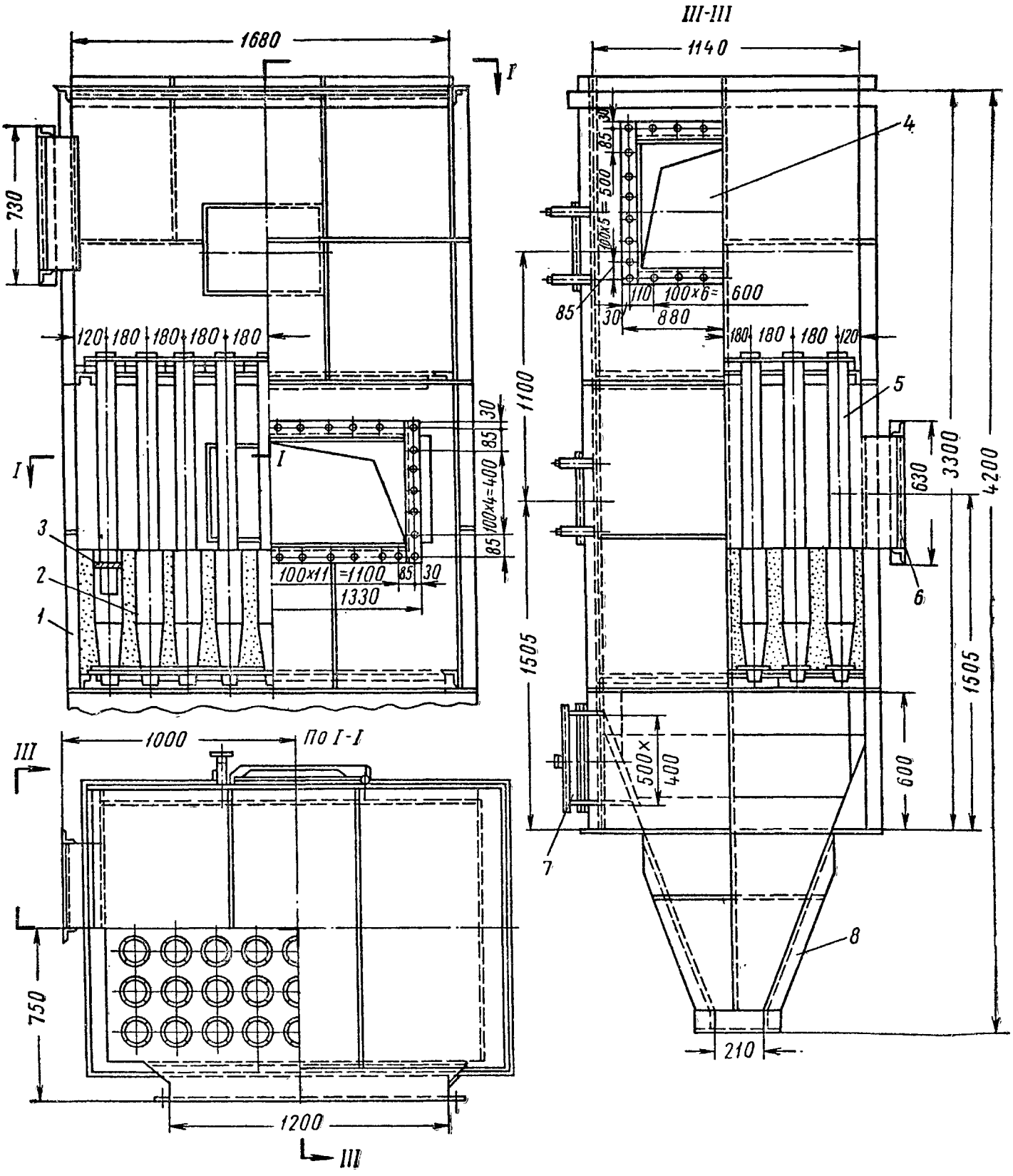


Рис. IV.20. Батарейный циклон БЦ $\frac{\text{Р150}}{1\times54}$

1 — корпус батарейного циклона; *2* — циклонный элемент; *3* — направляющий аппарат «Розетка»; *4* — патрубок для выхода газа; *5* — выхлопная труба циклонного элемента; *6* — патрубок для входа газа; *7* — люк; *8* — бункер

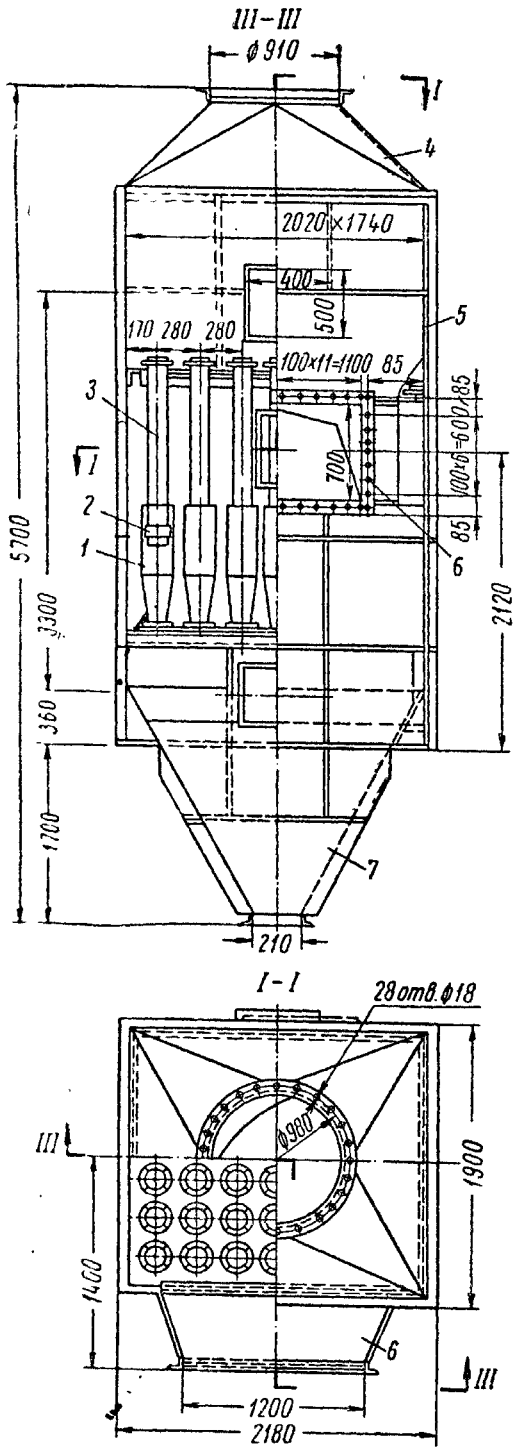


Рис. IV.21. Батарейный циклон БЦ $\frac{\text{Р250}}{1\times42}$

1 — циклонный элемент; *2* — направляющий аппарат «Розетка»; *3* — выхлопная труба циклонного элемента; *4* — выходной конфузор; *5* — корпус; *6* — входной диффузор; *7* — бункер

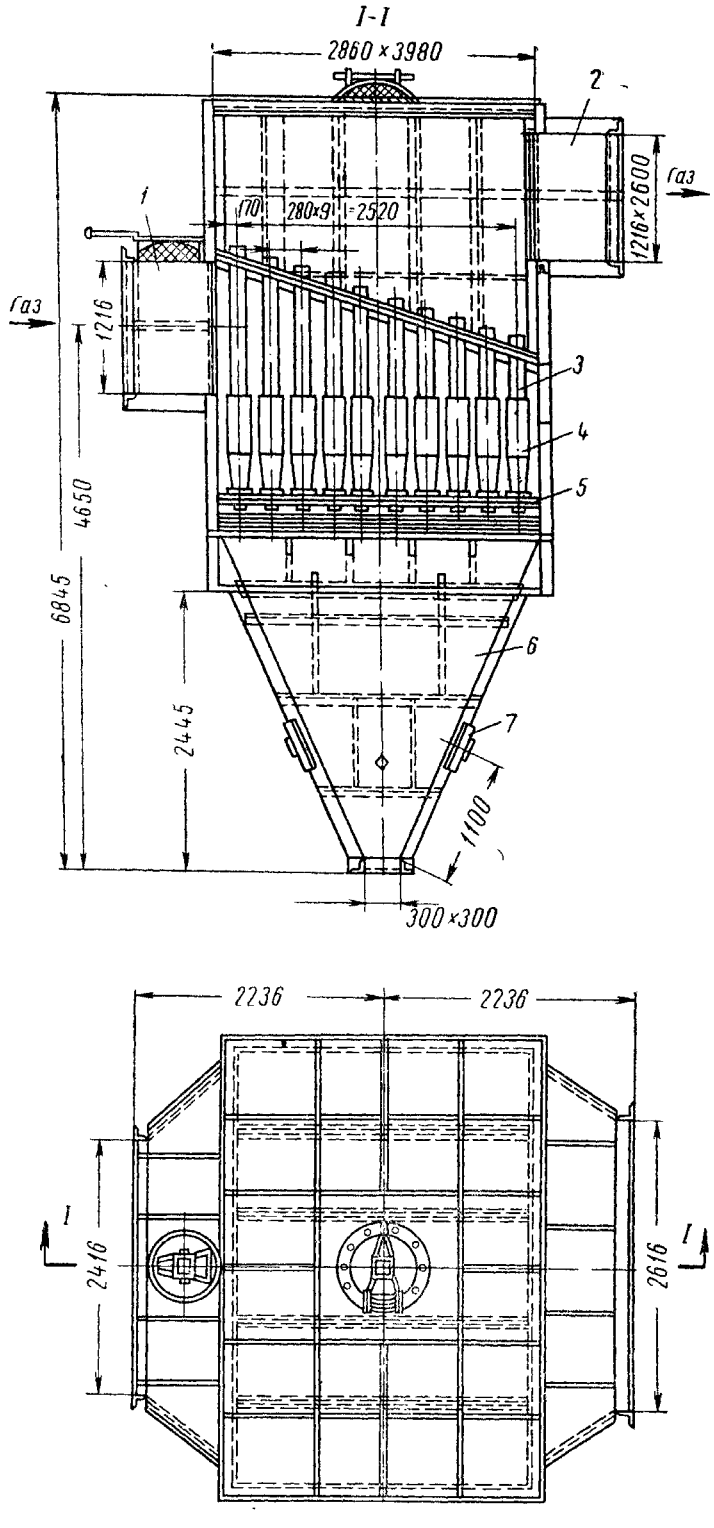


Рис. IV.22. Батарейный циклон БЦ $\frac{\text{Р250}}{1\times140}$

1 — патрубок для входа газа; *2* — патрубок для выхода газа; *3* — выхлопная труба циклонного элемента; *4* — циклонный элемент; *5* — корпус; *6* — бункер; *7* — люк

Таблица IV.26

Конструктивные размеры центробежных скрубберов ВТИ-ПСП (рис. IV.24, *а*, *б*)

Тип скруббера	Размеры в *мм*											Вес в *кг*	
	$D_{вн}$	A	$Б$	$В$	$Г$	$Е$	$Ж$	$И$	$К$	$Н$	$d_{вн}$	с улиткой	с шахтой
ЦС-3	300	255	190	1630	274	217	445	240	200	2355	18	79,8	68,8
ЦС-4	400	255	250	2160	344	269	505	290	200	3015	21	118,8	103
ЦС-5	500	255	310	2700	424	337	640	340	230	3695	23	184	160,9
ЦС-6	600	255	370	3240	494	404	765	390	230	4365	25	246	216,3
ЦС-7	700	255	430	3780	594	471	895	440	230	5065	27	326,5	287,6
ЦС-8	800	255	490	4320	644	539	1025	490	230	5715	29	406,4	358,8

Таблица IV.27

Размеры фланцев входных и выходных патрубков и фланца корпуса скрубберов ВТИ-ПСП (рис. IV.24, *в*, *г*, *д*, *е*, *ж*)

Тип скруббера	Размеры в *мм*																								
	фланцы входных патрубков					фланцы выходных патрубков																фланец корпуса				
	A	A_1	$Б$	$Б_1$	$а$	$а_1$	$п$	$б$	d	n_1	A	A_1	$Б$	$Б_1$	$а$	$а_1$	$п$	$б$	n_1	d	n_2	D	D_1	D_2	d	$п$
ЦС-3	Размеры приведены на рис. 24, *в*									8	234	298	139	203	90	90	1	87,5	2	7	10	306	350	386	9	12
ЦС-4	326	390	106	170	121	120	1	71	7	12	304	368	179	243	114	112	1	107,5	2	7	10	406	450	486	9	14
ЦС-5	406	470	131	195	111	110	2	83,5	7	14	384	448	214	278	140	140	1	125	2	7	10	506	550	586	9	15
ЦС-6	486	550	156	220	105	104	3	96	7	14	454	518	264	328	123	122	2	150	2	7	12	606	660	686	9	18
ЦС-7	566	630	181	245	121	120	3	108,5	7	14	Размеры приведены на рис. 24, *е*								—	—	—	706	760	786	9	20
ЦС-8	646	710	206	270	113	114	4	121	7	16	604	668	354	418	128	128	3	130	3	7	16	806	860	886	9	22

Таблица IV.28

Установочные размеры циклонов-промывателей СИОТ, тип I (рис. IV.25, *а*)

Обозначение циклона	Размеры в *мм*																	Вес в *кг*
	$Б$	$В$	$Г$	$Е$	$Ж$	$К$	$Н$	$в$	$в_1$	h	h_1	h_2	h_3	d	d_1	δ	$D_у$	
1Ф005	720	835	490	257	175	375	1440	37	331	450	282	105	200	245	50	2,5	10	83,7
2Ф005	930	1070	630	330	225	473	1760	47	425	505	359	130	200	315	63	2,5	10	131,3
3Ф005	1150	1325	780	408	280	586	2100	58	527	565	437	155	200	390	75	3,5	10	223,6
4Ф005	1385	1595	940	495	335	698	2470	70	635	630	526	190	200	470	85	3,5	10	316,4
5Ф005	1650	1900	1120	589	400	829	2905	84	756	700	618	225	400	560	95	3,5	10	573,1
6Ф005	1960	2260	1330	700	475	976	3385	100	897	785	729	260	400	665	110	3,5	15	813,7
7Ф005	2325	2680	1580	828	565	1156	3965	118	1055	885	873	315	400	790	130	5	20	1413
8Ф005	2765	3190	1880	986	670	1366	4655	141	1269	1005	1037	375	400	940	150	5	20	2023,7

Таблица IV.29

Размеры фланцев входного и выходного патрубков циклонов-промывателей СИОТ, тип I (рис. IV.25, *б*, *в*)

Обозначение циклона	Размеры в *мм*													
	A	A_1	$Б$	$Б_1$	$а$	$а_1$	$б$	$б_1$	$п$	n_1	n_2	n_3	D_1	d_o
1Ф005	440	480	311	351	120	120	117	117	14	2	1	6	275	9
2Ф005	567	607	400	440	151	152	140	150	14	2	1	6	345	9
3Ф005	702	750	495	543	150	150	135	138	18	3	2	8	420	9
4Ф005	846	894	597	645	157	145	161	162	20	4	2	8	505	9
5Ф005	1008	1074	711	767	180	174	160	149	24	5	3	12	605	11
6Ф005	1197	1253	844	900	132	143	150	150	28	6	4	12	710	11
7Ф005	1422	1485	1003	1066	149	137	152	150	34	8	5	16	835	11
8Ф005	1692	1755	1194	1257	165	135	183	176	38	9	5	16	990	11

Таблица IV.30

Установочные размеры циклонов-промывателей СИОТ, тип II (рис. IV.26, *а*)

Обозначение циклона	Размеры в *мм*														Вес в *кг*
	Б	*В*	*Г*	*Е*	*Ж*	*К*	*Н*	*b*	b_1	*h*	h_1	h_2	h_3	*d*	
1Ф00€	750	835	490	220	149	342	1441	61	331	450	824	105	200	245	72,2
2Ф006	961	1070	630	283	191	422	1765	78	425	505	1067	130	200	315	107,8
3Ф006	1190	1325	780	350	236	520	2108	97	527	565	1313	155	200	390	193
4Ф006	1433	1595	940	425	284	615	2475	117	635	630	1580	190	200	470	275
5Ф006	1708	1900	1120	505	337	720	2910	140	756	700	1885	225	400	560	537,3
6Ф006	2025	2260	1330	600	402	845	3396	166	897	785	2234	260	400	665	681
7Ф006	2407	2680	1580	710	477	1000	3968	197	1055	885	2653	315	400	790	1188
8Ф006	2865	3190	1880	845	567	1180	4657	235	1269	1005	3156	375	400	940	1689

Примечание. Размеры d_1, δ и D_y приведены в табл. IV.28.

Таблица IV.31

Размеры фланцев входного и выходного патрубка циклонов-промывателей СИОТ, тип II (рис. IV.26, *б*, *в*)

Обозначение циклона	Размеры в *мм*											
	А	A_1	*Б*	$Б_1$	*а*	*б*	*n*	n_1	n_2	n_3	D_1	*d*
1Ф006	490	530	221	261	106	87	16	5	3	6	275	9
2Ф006	630	666	286	324	111	108	18	6	3	6	345	9
3Ф006	780	828	353	402	138	134	18	6	3	8	420	9
4Ф006	940	986	426	474	166	158	18	6	3	8	505	9
5Ф006	1120	1170	504	552	195	138	20	6	4	12	605	11
6Ф006	1330	1379	509	650	197	130	24	7	5	12	710	11
7Ф006	1580	1648	709	780	206	156	26	8	5	16	835	11
8Ф006	1880	1944	844	906	216	151	30	9	6	16	990	11

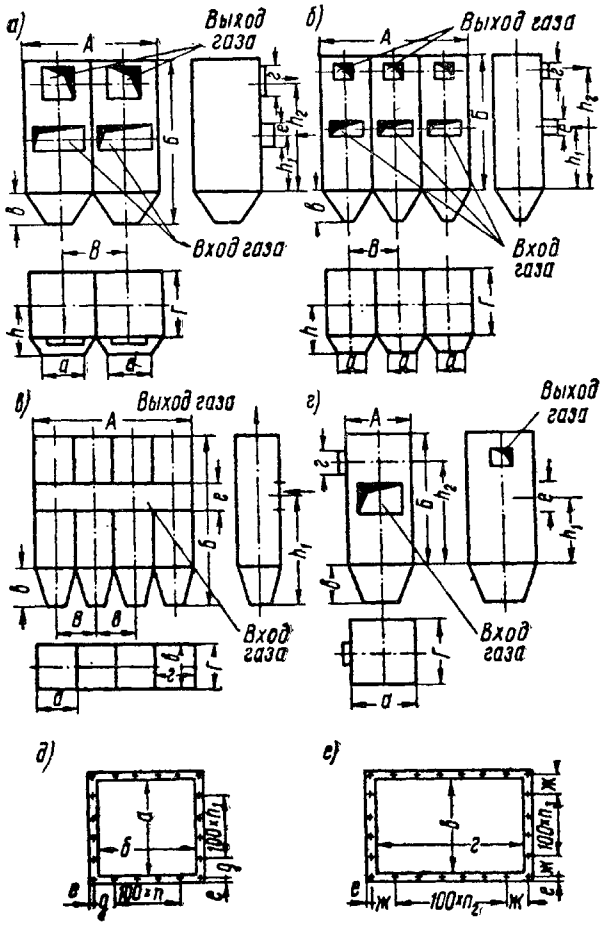


Рис. IV.23. Схемы компоновок батарейных циклонов БЦ

а — компоновка БЦ $\frac{Р250}{2\times90}$ из двух циклонов; *б* — компоновка БЦ $\frac{Р250}{3\times54}$ из трех циклонов; *в* — компоновка БЦ $\frac{Р250}{4\times65}$ из четырех циклонов; *г* — компоновка БЦ $\frac{Р150}{1\times42}$; *д* — фланец входного патрубка; *е* — фланец выходного патрубка

Таблица IV.32

Установочные размеры циклонов-промывателей СИОТ, тип III (рис. IV.27, *а*)

Обозначение циклона	Размеры в *мм*									Вес в *кг*
	Б	*В*	*Г*	*Е*	*Н*	B_1	*h*	h_1	*d*	
1Ф007	687	835	490	220	1304	331	450	200	245	42,4
2Ф007	882	1070	630	283	1585	425	505	200	315	67,7
3Ф007	1092	1325	780	350	1914	527	565	200	390	138,5
4Ф007	1312	1595	940	425	2235	635	630	200	470	203,9
5Ф007	1562	1900	1120	505	2605	756	700	400	560	361,7
6Ф007	1857	2260	1330	600	3063	897	785	400	665	607
7Ф007	2204	2680	1580	710	3604	1055	885	400	790	867,8
8Ф007	2624	3190	1880	845	4239	1269	1005	400	940	1239,4

Примечание. Размеры d_1, δ, D_y приведены в табл. IV.28.

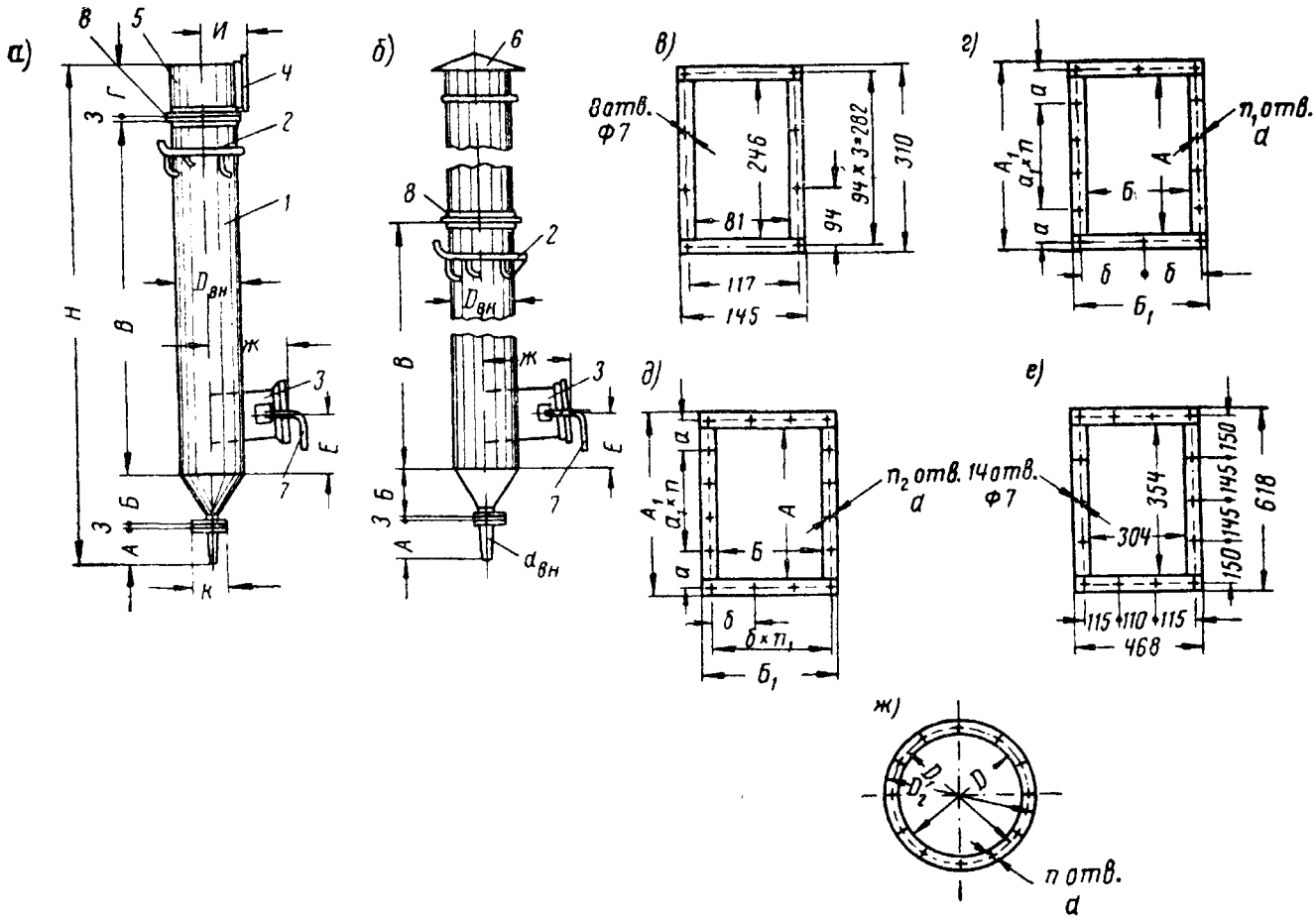


Рис. IV.24. Центробежные скрубберы конструкции ВТИ-ПСП

а — скруббер с улиткой; *б* — скруббер с шахтой; *в* — фланец входного патрубка скруббера ЦС-3; *г* — фланцы входных патрубков скрубберов ЦС-4—ЦС-8; *д* — фланцы выходных патрубков скрубберов ЦС-3—ЦС-6 и ЦС-8; *е* — фланец выходного патрубка скруббера ЦС-7; *ж* — фланец корпуса; *1* — корпус; *2* — оросительный коллектор; *3* — входной патрубок; *4* — выходной патрубок; *5* — улитка; *6* — шахта; *7* — устройство для промывки входного патрубка; *8* — фланец корпуса

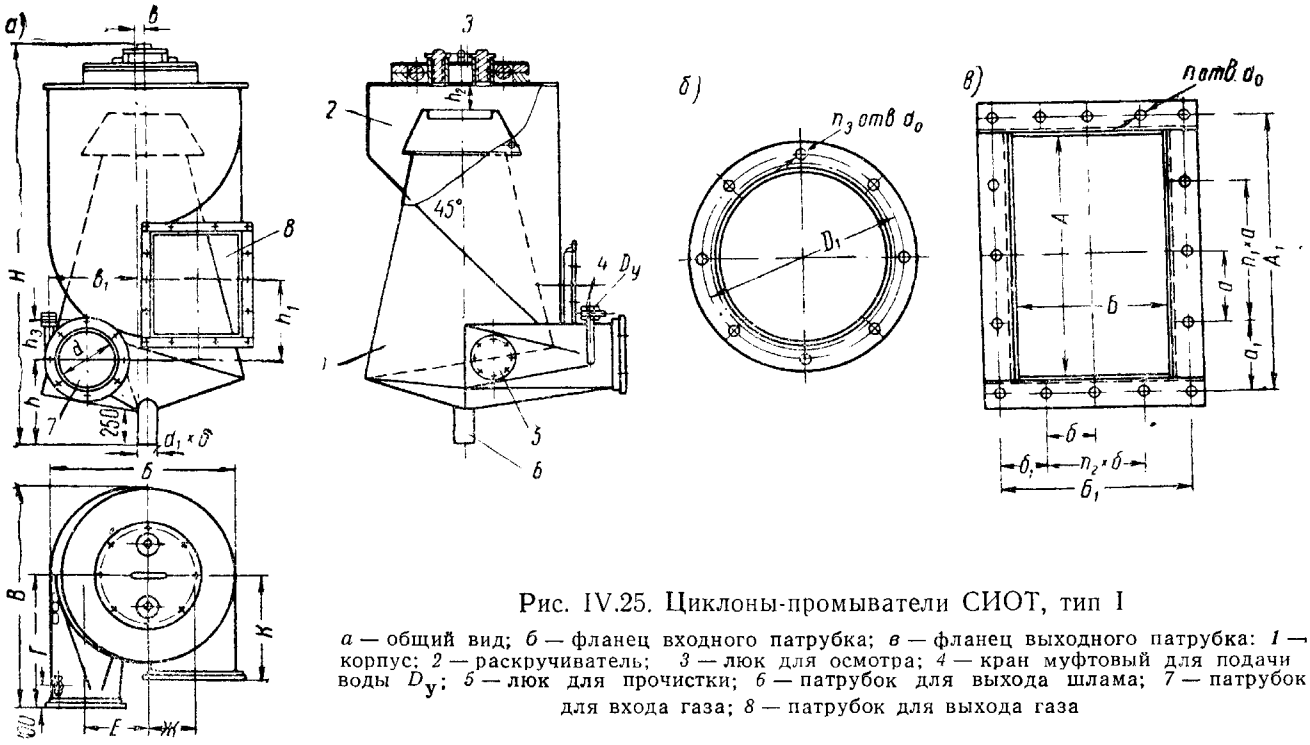


Рис. IV.25. Циклоны-промыватели СИОТ, тип I

а — общий вид; *б* — фланец входного патрубка; *в* — фланец выходного патрубка: *1* — корпус; *2* — раскручиватель; *3* — люк для осмотра; *4* — кран муфтовый для подачи воды $D_у$; *5* — люк для прочистки; *6* — патрубок для выхода шлама; *7* — патрубок для входа газа; *8* — патрубок для выхода газа

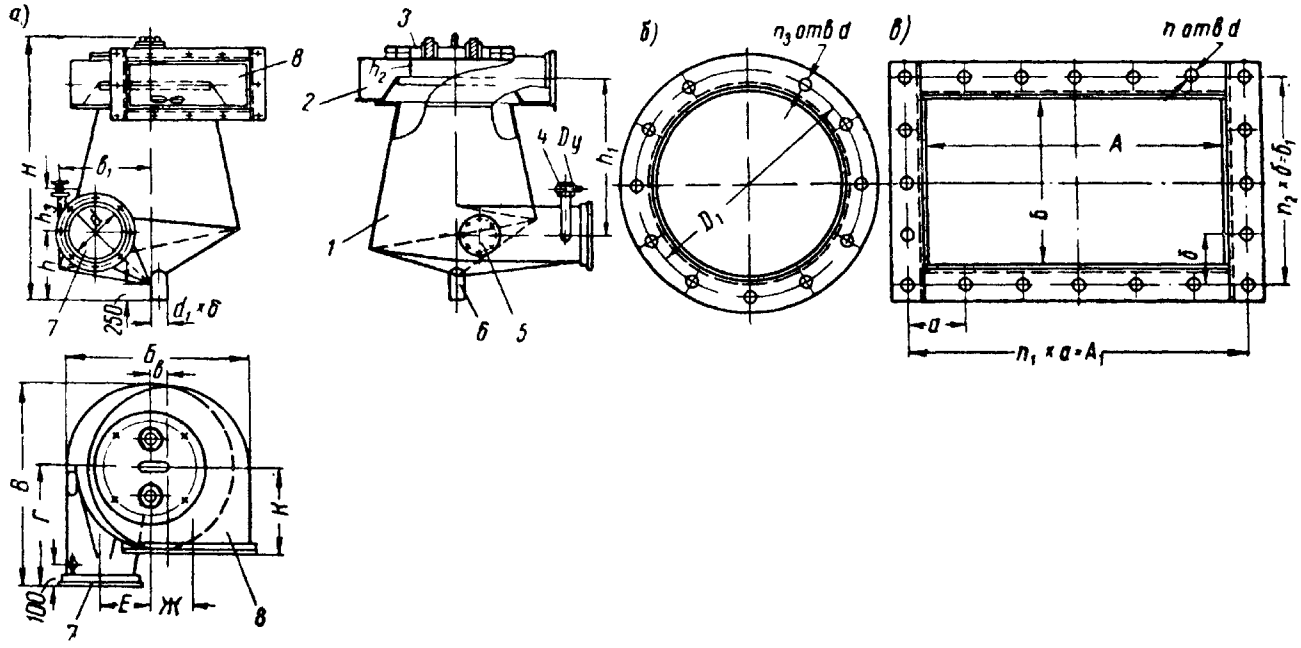


Рис. IV.26. Циклоны-промыватели СИОТ, тип II

а — общий вид; *б* — фланец входного патрубка; *в* — фланец выходного патрубка; *1* — корпус; *2* — раскручиватель; *3* — люк для осмотра; *4* — кран муфтовый для подачи воды $D_у$; *5* — люк для прочистки; *6* — патрубок для выхода шлама; *7* — патрубок для входа газа; *8* — патрубок для выхода газа

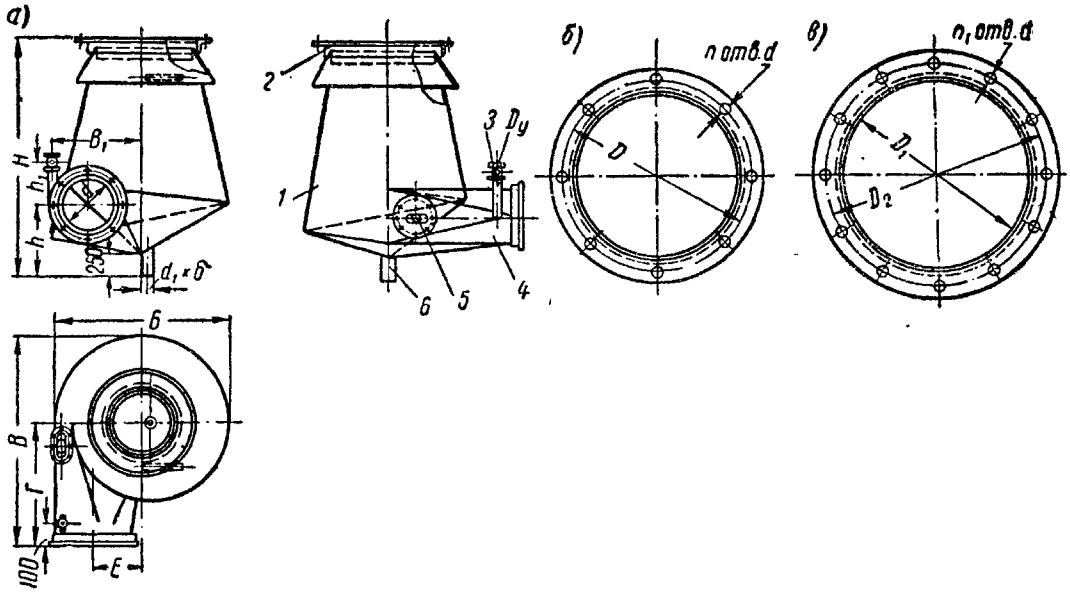


Рис. IV.27. Циклоны-промыватели СИОТ, тип III

а — общий вид; *б* — фланец входного патрубка; *в* — фланец выходного патрубка; *1* — корпус; *2* — патрубок для выхода газа; *3* — кран муфтовый для подачи воды $D_у$; *4* — патрубок для входа газа; *5* — люк для прочистки; *6* — патрубок для выхода шлама

Таблица IV.33

Размеры фланцев входного и выходного патрубков циклонов-промывателей СИОТ, тип III (рис. IV.27, *б, в*)

Обозначение циклона	Размеры в *мм*					
	D	D_1	D_2	d	n	n_1
1Ф007	275	375	405	9	6	8
2Ф007	350	495	525	9	6	10
3Ф007	425	595	625	9	8	12
4Ф007	510	727	760	9	8	16
5Ф007	605	885	925	11	12	18
6Ф007	710	1025	1063	11	12	20
7Ф007	835	1200	1245	11	16	24
8Ф007	990	1425	1470	11	16	28

Таблица IV.34

Технические данные циклонов-промывателей СИОТ

№ циклона	Производительность в $м^3/ч$ при скорости входа воздуха в *м/сек*			Расход воды в $м^3/ч$ при скорости входа воздуха в *м/сек*		
	15	18	21	15	18	21
1	2 550	3 050	3 550	0,16	0,11	0,1
2	4 200	5 050	5 900	0,27	0,18	0,16
3	6 450	7 750	9 050	0,41	0,28	0,24
4	9 850	11 250	1 310	0,02	0,41	0,34
5	13 300	16 000	18 650	0,84	0,58	0,49
6	18 750	22 50	28 450	1,18	0,81	0,66
7	26 60	31 900	37 250	1,62	1,15	0,97
8	37 500	45 000	52 500	2,36	1,62	1,37

Примечание. Удельный расход воды в *л* на 1 $м^3$ воздуха при скорости воздуха 15 *м/сек* — 0,063; при 18 *м/сек* — 0,036 и при 21 *м/сек* — 0,026.

Таблица IV.35

Сопротивление циклонов-промывателей СИОТ в $кГ/м^2$

Тип циклона	Скорость воздуха во входном патрубке в *м/сек*						
	15	16	17	18	19	20	21
I—II	45	49	53	58	64	70	78
III	44	51	58	66	74	82	90

15. **Рукавные фильтры типа ФВК** (рис. IV.28—IV.30, табл. IV-36).
16. **Рукавные фильтры типа РФГ-VMC** (рис. IV.31—IV.33, табл. IV.37—IV.39).

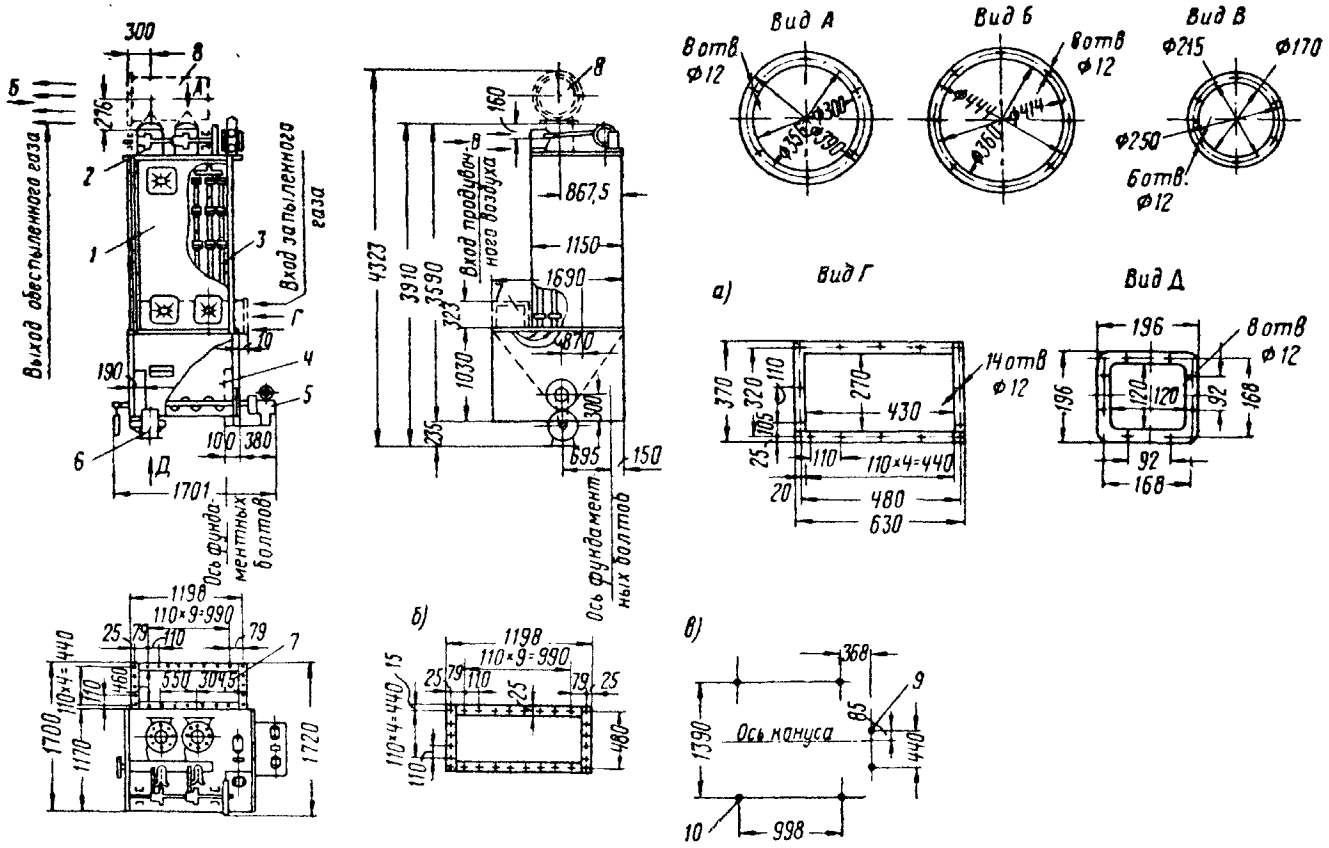


Рис. IV.28. Пылеуловитель рукавный типа ФВК-30

а — фланец входного патрубка коллектора; *б* — фланец выходного патрубка; *в* — план расположения фундаментных болтов; *1* — корпус; *2* — механизм для встряхивания и продувки фильтра; *3* — рукав; *4* — пылесборник; *5* — механизм для привода шнека; *6* — выпускной клапан; *7* — всасывающий коллектор; *8* — коллектор для выхода газа; *9* — два фундаментных болта М16×200; *10* — четыре фундаментных болта М24×300

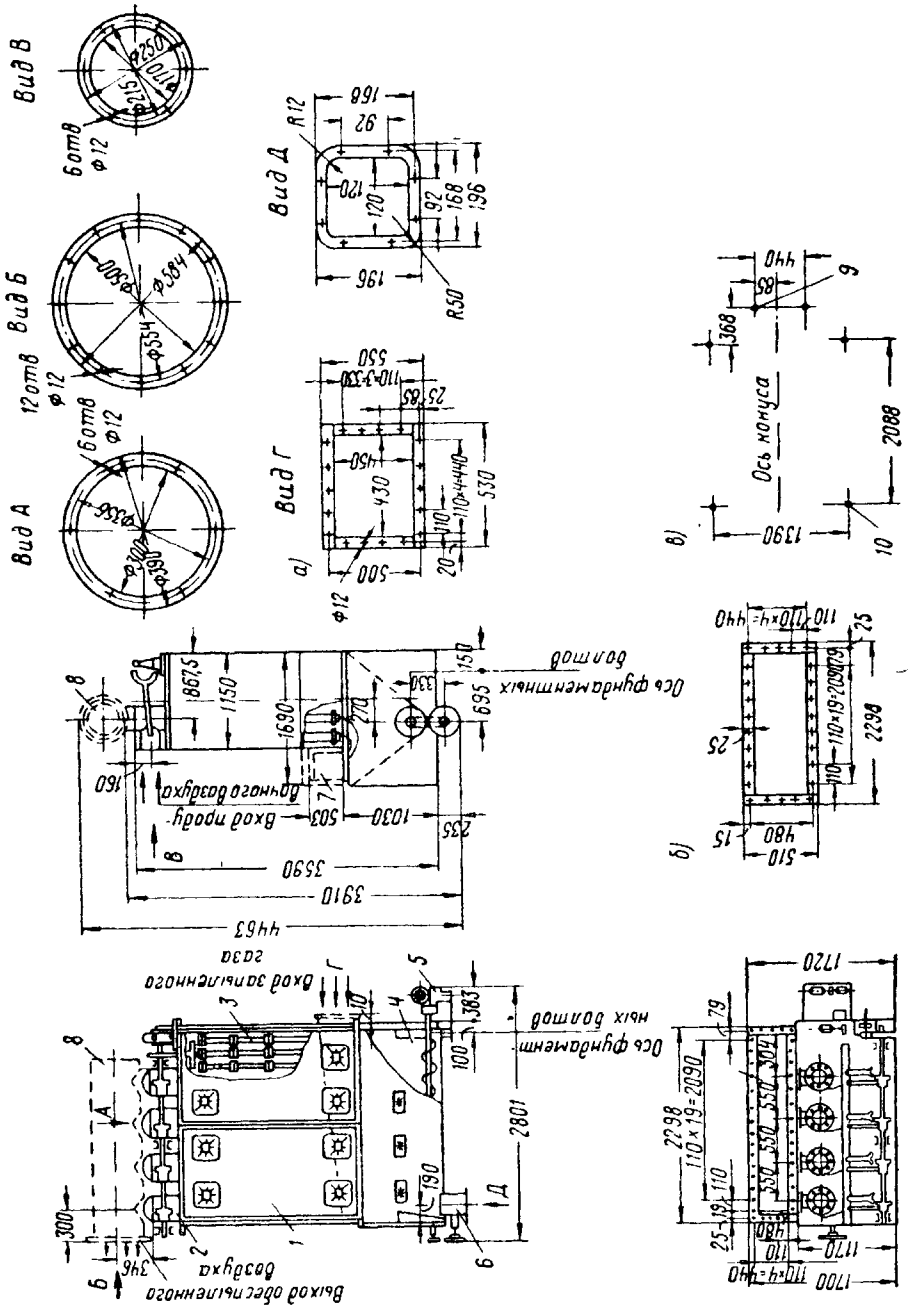


Рис. IV.29. Пылеуловитель рукавный типа ФВК-60

а — фланец входного патрубка коллектора; *б* — фланец выходного патрубка; *в* — план расположения фундаментных болтов; *1* — корпус; *2* — механизм для встряхивания и продувки фильтра; *3* — рукав; *4* — пылесборник; *5* — механизм для привода шлюка; *6* — выпускной клапан; *7* — всасывающий коллектор; *8* — коллектор для выхода газа; *9* — два фундаментных болта М16×200; *10* — четыре фундаментных болта М24×300

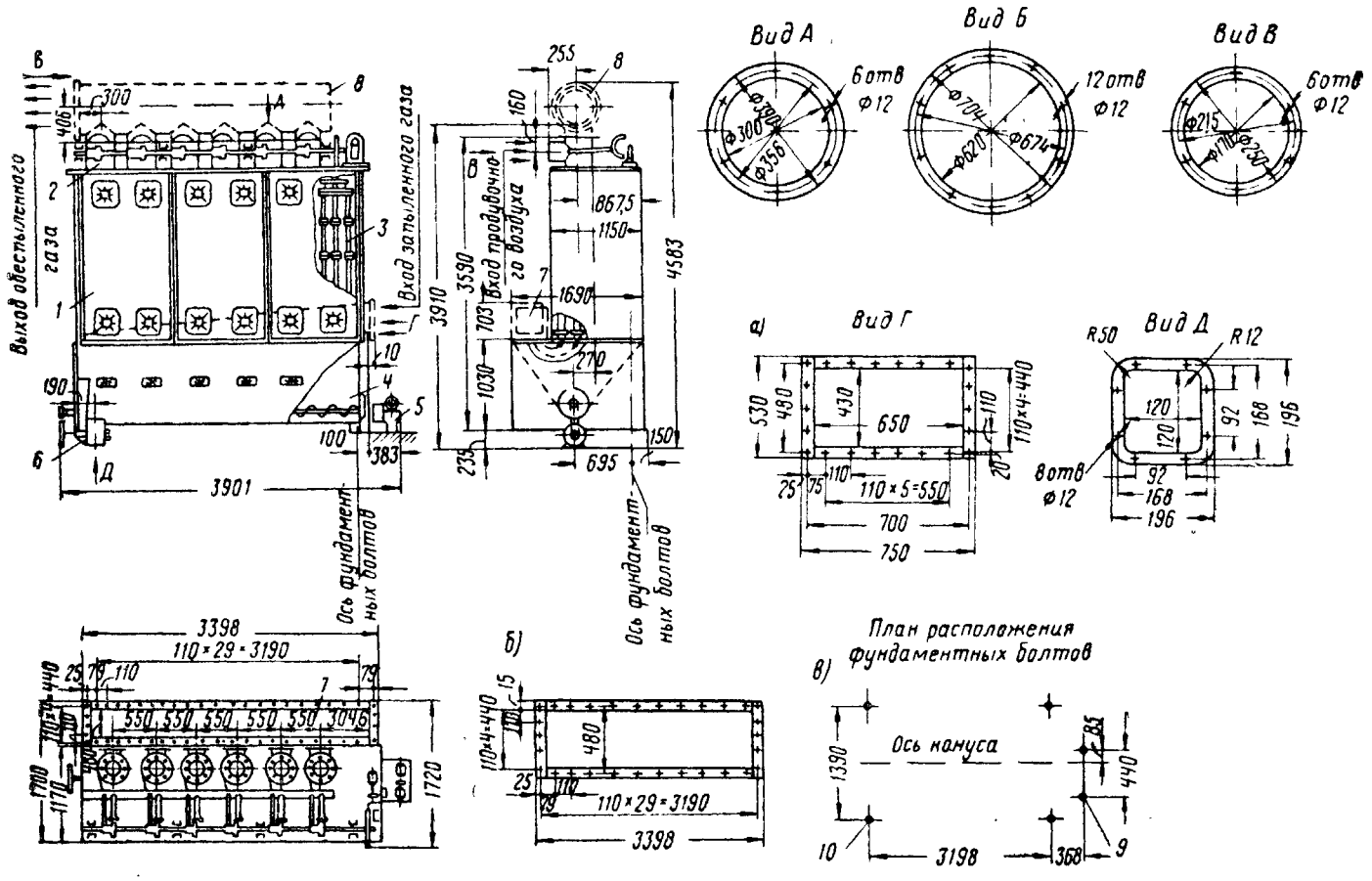


Рис. IV.30. Пылеуловитель рукавный типа ФВК-90

а — фланец входного патрубка коллектора; *б* — фланец выходного патрубка; *в* — план расположения фундаментных болтов; *1* — корпус; *2* — механизм для встряхивания и продувки фильтра; *3* — рукав; *4* — пылесборник; *5* — механизм для привода шнека; *6* — выпускной клапан; *7* — всасывающий коллектор; *8* — коллектор для выхода газа; *9* — два фундаментных болта М16; *10* — четыре фундаментных болта М24

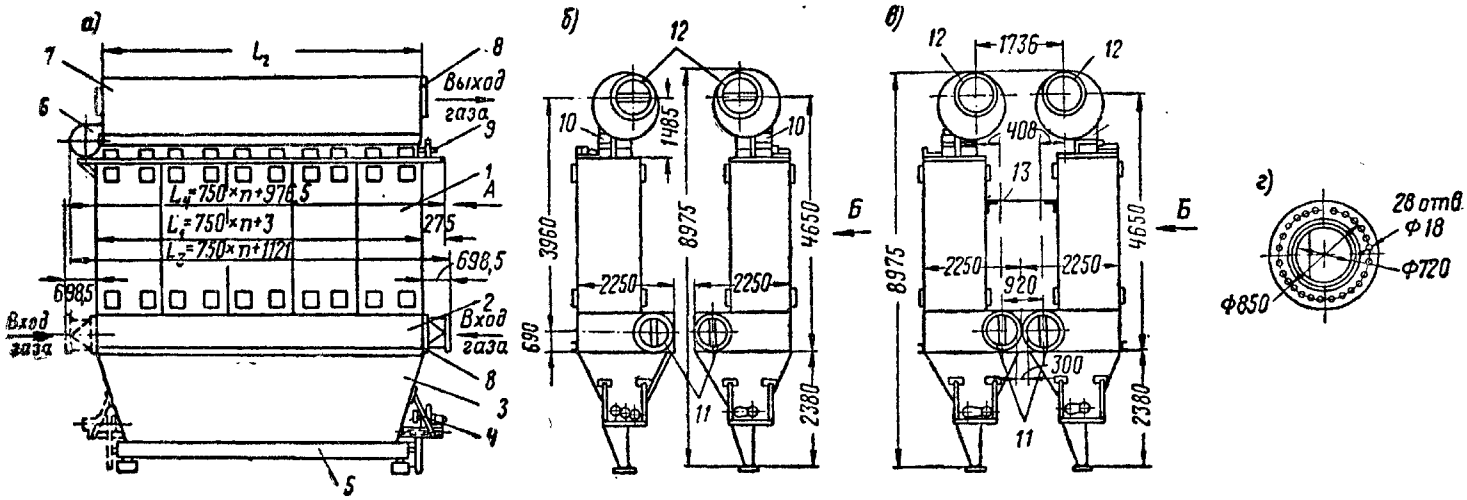


Рис. IV.31. Пылеуловитель рукавный типа РФГ-VMC

а — рукавный пылеуловитель (вид по *Б*; *n* — число секций); *б* — однорядный (вид по *А*); *в* — сдвоенный (вид по *А*); *г* — фланец входного и выходного патрубка; *1* — корпус фильтра; *2* — газораспределительный короб бункера; *3* — бункер; *4* — привод шнека и шлюзового затвора; *5* — шнек; *6* — вентилятор для продувки рукавов; *7* — коллектор выхода газа; *8* — дроссель-клапан диаметром 720 *мм* с ручным управлением; *9* — привод механизма для встряхивания рукавов; *10* — коллектор продувочного воздуха; *11* — фланец входного патрубка; *12* — фланец коллектора выхода газа; *13* — обслуживающая площадка

Таблица IV.36

Технические данные рукавных пылеуловителей ФВК

Показатели	Тип фильтра		
	ФВК-30	ФВК-60	ФВК-90
Поверхность фильтровальной ткани в $м^2$	30	60	90
Производительность в $м^3/ч$:			
по чистому воздуху	5000	10 000	15 000
по газу, содержащему до 20 $г/нм^3$ пыли	1250—1500	2500—3000	3800—4600
Сопротивление фильтра в $кГ/м^2$	80—90	80—90	80—90
Количество секций в шт.	2	4	6
Количество рукавов в секции в шт.	18	18	18
Количество рукавов в фильтре в шт.	36	72	108
Материал рукава	Сукно фильтровальное № 2, (ГОСТ 6986—54)		
Мощность электродвигателя привода механизма встряхивания в *квт*	0,6	0,6	0,6
Мощность электродвигателя привода шнека в *квт*	0,6	0,6	0,6
Вес фильтра (без входного и выходного коллектора) в *кг*	1053	1682	2300

Примечание. Указанный материал рукава допускает фильтрацию нейтральных газов температурой до 80° С.

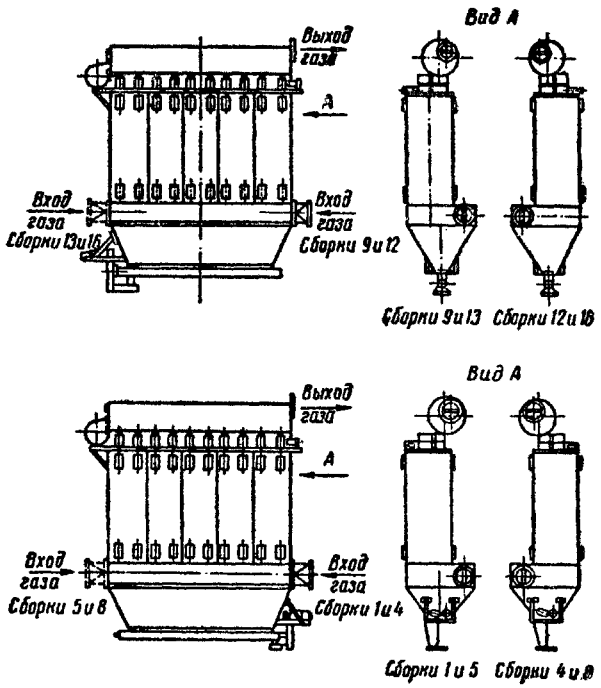


Рис. IV.32. Схемы сборок однорядных пылеуловителей РФГ-VMC

Таблица IV.37

Технические данные пылеуловителей РФГ-VMC

Компоновка пылеуловителя	Однорядная				Двухрядная			
Количество секций	4	6	8	10	4×2=8	6×2=12	8×2=16	10×2=20
» рукавов	56	84	112	140	112	168	224	280
Фильтрующая поверхность в $м^2$	112	168	224	280	224	336	448	560
Вес в *кг*	7600	9733	12 387	14 848	14 320	19 949	25 287	28 500

Таблица IV.38

Размеры однорядных и двухрядных пылеуловителей РФГ-VMC (рис. IV.31)

Количество секций		Длина в *мм*			
				пылеуловителя	
однорядных	двухрядных	корпуса L_1	коллектора выхода газа L_2	однорядного для сборок 1, 4, 9, 12 и двухрядного — для сборок 1 и 9 L_3	однорядного для сборок 5, 8, 13, 16 и двухрядного для сборок 5 и 13 L_4
4	8	3003	2710	4121	3976,5
6	12	4503	4210	5621	5476,5
8	16	6003	5700	7121	6976,5
10	20	7503	7200	8621	8476,5

Таблица IV.39

Характеристика установленных электродвигателей для пылеуловителей РФГ-VMC

Назначение установки	Тип двигателя	Мощность N в *квт*	Число оборотов n в *мин*	Количество электродвигателей для пылеуловителей	
				однорядных	двухрядных
Механизм встряхивания	АО-51-6	2,8	950	1	2
Привод шнека	АО-51-6	2,8	950	1	2
Привод обдувочного вентилятора	АО-42-2	2,8	2880	1	2

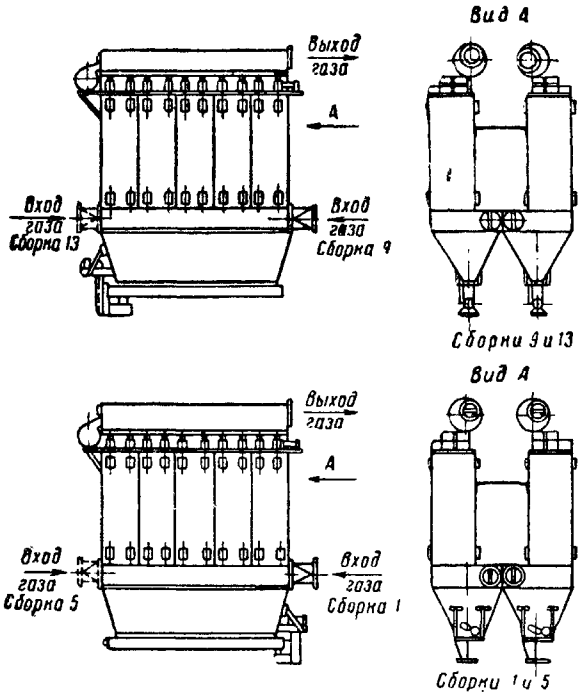


Рис. IV.33. Схемы сборок двухрядных пылеуловителей РФГ-VMC

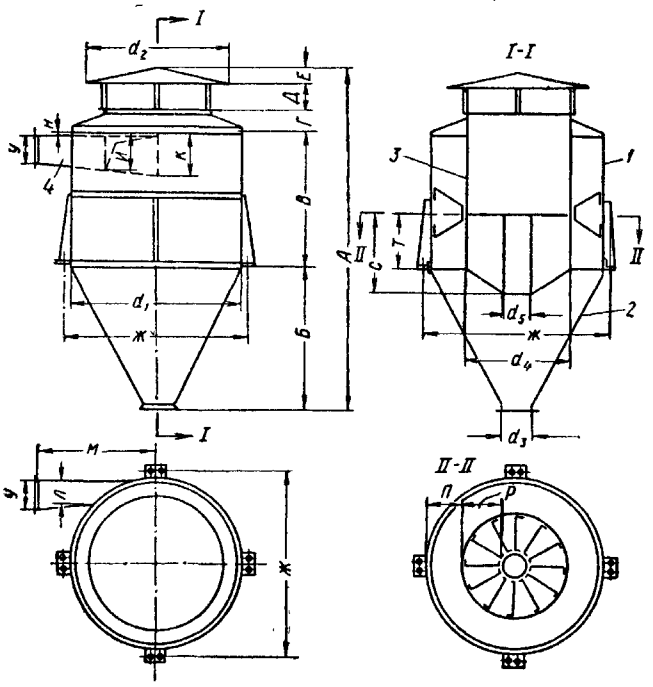


Рис. IV.34. Циклон конструкции Гипродрева

1 — наружный цилиндр; *2* — конус циклона; *3* — внутренний цилиндр; *4* — прямоугольный диффузор

17. Циклон конструкции Гипродрева (рис. IV.34, табл. IV.40).

18. Циклон конструкции Гипродревпрома (рис. IV.35, табл. IV.41).

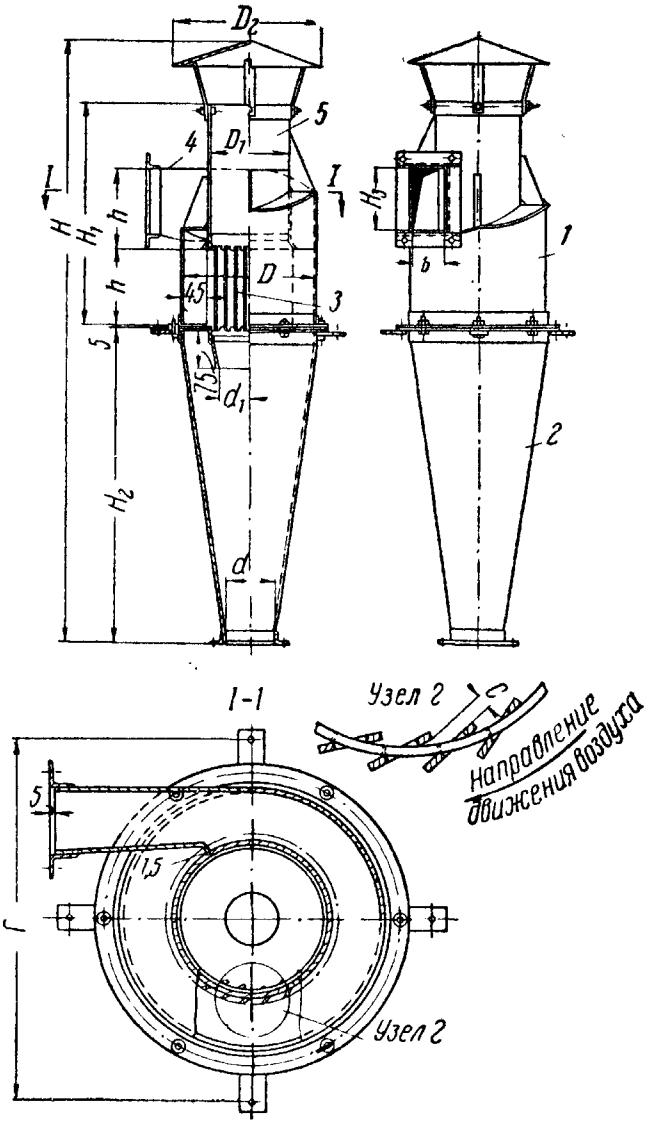


Рис. IV.35. Циклон конструкции Гипродревпрома

1 — корпус циклона; *2* — конус циклона; *3* — сепаратор; *4* — спиральный патрубок; *5* — выхлопная труба

Таблица IV.40

Размеры циклона конструкции Гипродрева (рис. IV.34)

№ циклона	Производительность циклона в тыс. $м^3/ч$	Размеры в *мм*										
		А	*Б*	*В*	*Г*	*Д*	*Е*	*Ж*	*у×у*	*И*	*К*	*Л*
0	4—6	3 195	1350	1250	195	250	150	1730	265	330	490	215
1	6—8	3 815	1640	1500	195	300	180	1965	300	412	525	250
3	8—11,5	4 500	1880	1750	310	550	210	2315	350	480	620	300
5	11,5—15	5 160	2160	2000	360	400	240	2800	415	560	723	355
8	15—20	6 100	2560	2370	410	475	285	3210	490	660	855	420
11	20—24	7 080	2970	2750	480	550	330	3710	560	775	975	480
13	24—28	7 730	3240	3000	530	600	360	4060	610	830	1070	520
15	28—32	8 350	3500	3340	570	650	390	4360	660	900	1160	570
18	32—40	9 340	3910	3630	640	785	435	4850	740	1000	1290	640
20	40—46	10 000	4180	3880	700	775	465	5170	790	1060	375	690

Продолжение табл. IV.40

№ циклона	Производительность циклона в тыс. $м^3/ч$	Размеры в *мм*											Вес циклона в *кг*
		М	*Н*	*П*	*Р*	*С*	*Т*	d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	
0	4—6	1150	35	300	400	730	500	1600	1350	300	1000	200	309
1	6—8	1280	35	350	500	1020	750	1900	1600	360	1200	200	574
3	8—11,5	1520	35	425	575	1105	875	2250	1900	420	1400	250	778
5	11,5—15	1750	50	500	675	1280	1000	2600	2200	480	1600	250	1103
8	15—20	2060	50	550	800	1560	1185	3000	2500	570	1900	300	1457
11	20—24	2360	50	650	900	1835	1375	3500	2900	660	2200	400	2018
13	24—28	2600	75	725	950	2015	1500	3850	3200	720	2400	500	2613
15	28—32	2800	75	775	1000	2195	1620	4150	3500	780	2600	600	3041
18	32—40	3100	75	870	1125	2440	1820	4640	3900	870	2900	650	3792
20	40—46	3300	75	930	1175	2620	1940	4960	4100	930	3100	750	4034

Примечание. Коэффициент местного сопротивления циклона $\xi = 1{,}3$ относится к скорости воздуха во входном патрубке.

Таблица IV.41

Характеристика и конструктивные размеры циклона конструкции Гипродревпрома (рис. IV.35)

№ циклона	Производительность в $м^3/ч$	Площадь патрубка для выхода пыли в $м^2$	Размеры в *мм*													Вес в *кг*
			D	D_1	D_2	*d*	d_1	*H*	H_1	H_2	H_3	*b*	*h*	*c*	*Г*	
Ц-250	450— 660	0,0084	250	150	270	100	105	1150	425	600	130	65	150	5	340	18
Ц-300	660— 950	0,0123	300	185	340	110	125	1370	525	700	165	75	185	5	390	27
Ц-375	950— 1 400	0,0175	375	225	410	135	150	1720	635	900	185	95	225	5	470	36
Ц-450	1 400— 2 000	0,0259	450	270	490	160	170	2035	765	1050	225	115	270	7,5	550	54
Ц-550	2 000— 3 000	0,0378	550	330	600	200	205	2505	935	1300	270	140	330	7,5	650	71
Ц-675	3 000— 4 300	0,0553	675	400	720	250	230	3055	1130	1600	325	170	400	10	810	106
Ц-800	4 300— 6 000	0,08	800	480	870	300	260	3650	1360	1900	400	200	480	10	920	160
Ц-950	6 000— 9 000	0,115	950	575	1030	350	310	4335	1625	2250	490	235	575	10	1080	208
Ц-1150	9 000—13 000	0,165	1150	690	1240	420	390	5255	1950	2750	570	299	690	12,5	1300	320
Ц-1400	13 000—15 000	0,245	1400	840	1500	500	480	6395	2370	3350	700	350	840	12,5	1550	460
Ц-1500	15 000—22 000	0,277	1500	900	1626	550	500	6865	2540	3600	750	370	900	12,5	1650	515

Примечание. Коэффициент местного сопротивления циклона $\xi = 5{,}4$ (относится к скорости воздуха во входном патрубке).

Приложение V

ПРИТОЧНЫЕ ВЕНТИЛЯЦИОННЫЕ КАМЕРЫ[1]

Типовые приточные камеры КП-1—КП-8 предназначены для промышленных и общественных зданий.

Камеры КП-1 — КП-6 (рис. V.1 и V.2 и табл. V.I) выполняются в виде отдельных секций и могут компоноваться с полным или частичным набором этих секций (комплект I, II, III) и использоваться как прямоточные или как рециркуляционные (например, для дежурного отопления).

Ограждающие конструкции камер изготовляются из арболита (при заводском изготовлении камер), асбестоцементных утепленных панелей или местных строительных материалов.

[1] Промышленностью осваивается выпуск вентиляционных камер ПК10—ПК150 (серия 3.904—11).

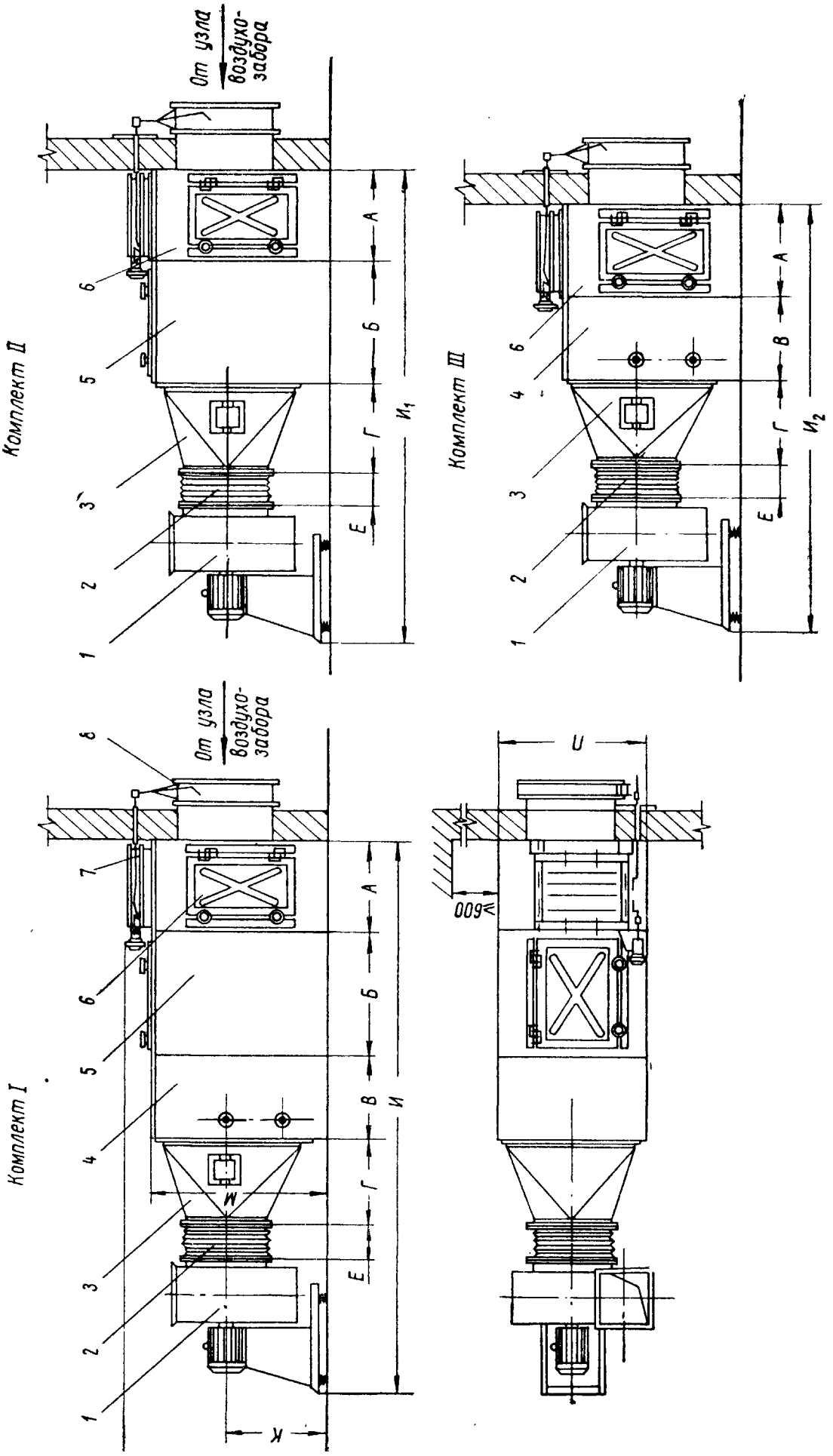


Рис. V.1. Камеры КП-1 и КП-2

1 — секция вентиляторная; *2* — гибкая вставка; *3* — конфузор; *4* — калориферная секция; *5* — секция фильтра; *6* — приемная секция; *7* — заслонка воздушная рециркуляционная; *8* — заслонка воздушная утепленная

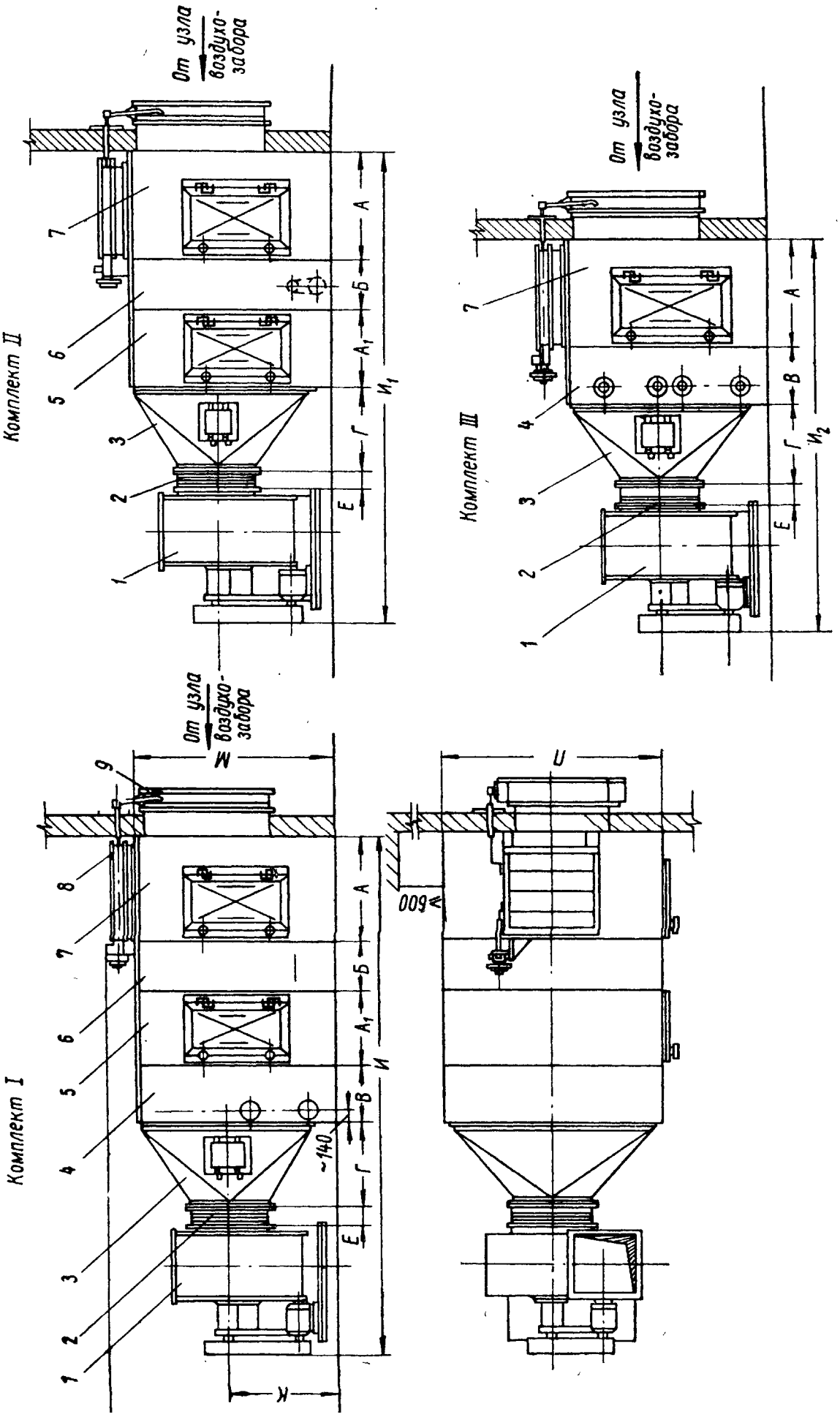


Рис. V.2. Камеры КП-3—К-6

1 — секция вентиляторная; *2* — гибкая вставка; *3* — конфузор; *4* — калориферная секция; *5* — промежуточная секция; *6* — секция фильтра; *7* — приемная секция; *8* — заслонка воздушная рециркуляционная; *9* — заслонка воздушная утепленная

Таблица V.I

Конструктивные размеры камер КП-1 — КП-6

Обозначение камеры	Номер рисунка	Размеры в *мм*												
		А	$А_1$	*Б*	*В*	*Г*	*Е*	*И*	$И_1$	$И_2$	*К*	*Л*	*М*	*П*
КП-1	V.1	680	—	800	540	400	200	3150	2610	2350	540	1234	1050	790
КП-2	V.1	780	—	800	540	500	210	3680	3140	2880	640	1314	1123	940
КП-3	V.2	770	700	470	550	600	200	4300	3750	3130	730	2190	1905	1100
КП-4	V.2	1000	700	470	550	750	200	4870	4320	3700	1120	2190	1910	2040
КП-5	V.2	1250	730	470	600	1070	200	5700	5100	4500	1130	2735	2450	1350
КП-6	V.2	1700	730	550	600	1200	300	6730	6130	5450	1670	3595	3310	2857

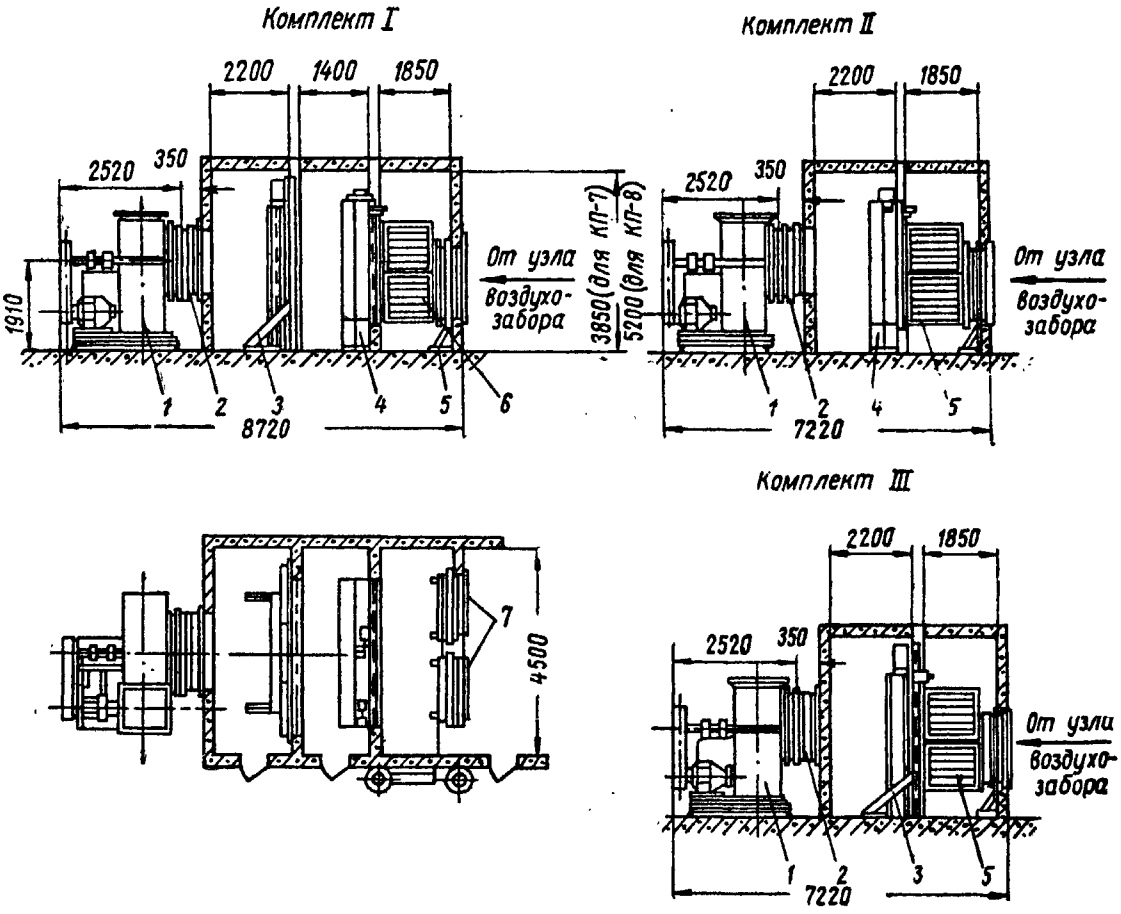


Рис. V.3. Камеры КП-7 и КП-8

1 — секция вентиляторная; *2* — гибкая вставка; *3* — калориферная секция; *4* — секция фильтра; *5* — приемная секция; *6* — заслонка воздушная рециркуляционная; *7* — заслонки воздушные утепленные

Примечания: 1. Камеры КП-7 и КП-8 имеют одинаковые габаритные размеры, кроме размера *А*, и отличаются характеристикой устанавливаемого оборудования. (Для камеры КП-7 размер *А* составляет 3850, а для камеры КП-8 — 5200 *мм*).

2. Допускается установка рециркуляционной заслонки на потолке приемной секции.

Таблица V.2

Спецификация секции камер

Обозначение камеры	Расчетная производительность по воздуху в тыс. $м^3/ч$		Вентиляторная секция			Переходная секция		Калориферная секция		Промежуточная секция	Секция фильтров	Приемная секция
			обозначение секции	серия электродвигателя		гибкая вставка	конфузор	обозначение секций	тип калорифера			
	более	до		А и АО	А2 и АО2							
				Обозначение комплекта вентиляторной секции								
КП-1	1,5	2,7	СВ-1	Ц4-70 № 4, исп. 1 А4-1к, А4-2к	Ц4-70 № 4, исп. 1 А4-1а; А4-2а	Г-1	К-1	КС-1: В Г Д	КМС КМБ СТД-3010В	СС-1	СФ-1	ПС-1
КП-2	2,7	4,5	СВ-2	Ц4-70 № 5, исп. 1 А5-1к	Ц4-70 № 5, исп. 1 А5-1а	Г-2	К-2	КС-2: В Г Д	КМС КМБ СТД-3010В	СС-2	СФ-2	ПС-2
КП-3	4,5	8,5	СВ-3	Ц4-70 № 6, исп. 1 А6-1к	Ц4-70 № 6, исп. 1 А6-1а	Г-3	К-3	КС-3: В Г Д	КМС КМБ СТД-3010В	СС-3	СФ-3	ПС-3
КП-4	8,5	17	СВ-4	Ц4-70 № 8, исп. 6 А8-4к; А8-5л; А8-5к	Ц4-70 № 8, исп. 6 А8-4а; А8-5б; А8-5а	Г-4	К-4	КС-4: В Г Д	КМС КМБ СТД-3010В	СС-4	СФ-4	ПС-4
КП-5а	17	25	СВ-5	Ц4-70 № 10, исп. 6 А10-5к; А10-4к	Ц4-70 № 10, исп. 6 А10-5а	Г-5	К-5	КС-5: В Г Д	КМС КМБ СТД-3010В	СС-5	СФ-5	ПС-5
КП-5б	25	35	СВ-5	Ц4-70 № 12, исп. 6 А12-4к; А12-5к	Ц4-70 № 12 исп. 6 А12-4а; А12-5а	Г-6	К-6					
КП-6а	35	40	СВ-6	Ц4-70 № 12, исп. 6 А12-6к	Ц4-70 № 12, исп. 6 А12-6а	Г-6	К-6	КС-6: В Г Д	КМС КМБ СТД-3010В	СС-6	СФ-6	ПС-6
КП-6б	40	50	СВ-6	Ц4-70 № 16, исп. 6 А16-3к; А16-4к	Ц4-70 № 16, исп. 6 А16-3а; А16-4а	Г-7	К-7					
КП-7	50	70	СВ-7	Ц4-70 № 16, исп. 6 А16-3к; А16-4к	Ц4-70 № 16, исп. 6 А16-3а; А16-4а	Г-7	К-7	КС-7: В Г Д Е Ж И	КМС КМБ СТД-3010В КД-8017 КД-8018 КД-8019	СС-7	СФ-7	ПС-7
КП-8	70	80	СВ-8	Ц4-70 № 16, исп. 6 А16-4к; А16-5к	Ц4-70 № 16, исп. 6 А16-4а; А16-5а	Г-7	К-7	КС-8: В Г Д Е Ж И	КМС КМБ СТД-3010В КД-12017 КД-12018 КД-12019	СС-8	СФ-8	ПС-8
	80	120	СВ-8	Ц4-76 № 20 Б20-1к	Ц4-76 № 20 Б20-1а	Г-8	К-8					

Примечания: 1. Комплект вентиляторной секции приведен в виде дроби, где числитель — номер и тип вентилятора, знаменатель — обозначение комплекта.

2. Выбор комплекта вентиляторной секции производится в соответствии с примером 13,1 главы 13.2, Б и приложением I. При выборе комплекта определяется рабочая характеристика вентилятора и комплектация его электродвигателем, шкивами или клиновыми ремнями и виброизолирующим основанием.

3. При обосновании комплект вентиляторной секции может отличаться от указанного в табл. V.2 и определяться непосредственно по рис. 1.1 и табл. 1.1 (приложение I).

4. Положение кожуха вентилятора и направление его вращения, а также тип калорифера определяются при проектировании вентиляционной системы.

Таблица V.3

Техническая характеристика оборудования калориферной секции

Обозначение камеры	Обозначение калориферной секции	Производительность по воздуху в тыс. $м^3/ч$	Калориферы								Заслонки воздушные обводные			
			тип	номер	количество в ряду	весовая скорость воздуха в $кг/м^2 \cdot сек$	сопротивление проходу воздуха в $кГ/м^2$	живое сечение в $м^2$	поверхность нагрева в $м^2$	общий вес в $кг$	обозначение и размеры в свету в $мм$	количество в ряду	живое сечение в $м^2$	общий вес в $кг$
КП-1	КС-1:													
	в	1,5—2,7	КМС	2	1	4,34—7,85	1,65—4,65	0,115	9,9	75,03	К560×200	1	0,094	11
	г		КМБ			4,34—7,85	2,27—6,02	0,115	12,7	66,97				
	д		СТД-3010В			3,88—6,96	1,62—4,4	0,129	9,6	48,8				
КП-2	КС-2:													
	в	2,7—4,5	КМС	4	1	4,61—7,71	1,76—4,43	0,195	16,7	80,75	К710×200	1	0,122	12,2
	г		КМБ			4,61—7,71	2,42—5,94	0,195	21,4	106,52				
	д		СТД-3010В			4,13—6,9	1,8—4,43	0,218	16,3	78,1				
КП-3	КС-3:													
	в	4,5—8,5	КМС	7	1	4,25—8,0	1,54—4,8	0,354	30,4	143,3	К860×400	1	0,311	19,7
	г		КМБ			4,25—8,0	2,1—6,2	0,354	38,9	189,55				
	д		СТД-3010В			3,86—7,3	1,6—4,86	0,388	29,1	136,1				
КП-4	КС-4:													
	в	8,5—17	КМС	7	3	2,67—5,34	0,72—2,33	1,06	91,2	430	К860×800	1	0,593	25
	г		КМБ			2,67—5,34	1,0—3,12	1,06	116,7	569				
	д		СТД-3010В			2,3—4,85	0,75—2,38	1,164	87,3	404				
КП-5	КС-5:													
	в	1,7—35	КМС	7	4	4,02—8,22	1,4—5,01	1,42	121,6	573	К1780×600	1	0,918	50
	г		КМБ			4,02—8,22	1,9—6,5	1,42	155,6	759				
	д		СТД-3010В			3,65—7,52	1,47—5,1	1,552	116,4	546				
КП-6	КС-6:													
	в	35—50	КМС	11	3	6,11—8,72	3,0—5,57	1,91	163,8	735	К1160×1000	1	1	50
	г		КМБ			6,11—8,72	3,93—7,3	1,91	209,7	975				
	д		СТД-3010В			5,57—7,94	3,07—7,94	2,1	157,5	724				
КП-7	КС-7:													
	в	50—70	КМС	11	6	4,38—6,13	1,65—3,04	3,82	327,6	1470	К1160×600	3	1,8	114
	г		КМБ			4,38—6,13	2,27—4,02	3,82	419	1970				
	д		СТД-3010В			3,92—5,56	1,645—3,06	4,2	315	1450				
	е		КД-8017	—	1	7,59—10,6	5,3—9,85	2,2	89	534	—	—	—	—
	ж		КД-8018			7,59—10,6	8,4—15,6	2,2	178	786				
	и		КД-8019			7,59—10,6	11,51—21,54	2,2	267	1038				
КП-8	КС-8:													
	в	70—120	КМС	11	8	4,58—7,85	1,76—4,65	5,1	432	1960	К1160×800	3	2,34	126
	г		КМБ			4,58—7,85	2,36—6,0	5,1	558	2600				
	д		СТД-3010В			4,12—7,15	1,81—4,68	5,6	420	1960				
	е		КД-12017	—	1	6,79—11,6	4,34—10,93	3,44	140	864	—	—	—	—
	ж		КД-12018			6,79—11,6	6,8—18,44	3,44	280	1260				
	и		КД-12019			6,79—11,6	9,3—25,0	3,44	420	1656				

Примечания: 1. Техническая характеристика дана для однорядной установки калориферов по ходу воздуха. 2. Количество рядов калориферов определяется по номограмме (рис. V.5) и должно быть оговорено при заказе секции подогрева.

3. Для наладочной регулировки калориферные секции снабжаются обводным клапаном с ручным управлением.

В последнем случае в проектах сантехсистем применяется набор и компоновка оборудования, подобранного на соответствующую производительность камер по воздуху.

Камеры КП-7 и КП-8 (рис. V.3) выполняются в строительных конструкциях зданий и комплектуются указанным в табл. V.2—V.5 оборудованием.

Принципиальные схемы обвязки многоходовых калориферов при параллельном соединении приведены на рис. V.4.

Допускается также последовательное соединение калориферов при располагаемом перепаде давлений.

Технические характеристики оборудования отдельных секций приведены в табл. V.3—V.5.

Таблица V.4

Техническая характеристика оборудования секции фильтров

Обозначение секции	Максимальная производительность в тыс. $м^3/ч$	Фильтр			Дверь или люк герметические утепленные			Общий вес секции в *кг*
		индекс	характеристика	количество в шт.	обозначение	количество в шт.	вес в *кг*	
СФ-1	2,7	—	Ячейковый сетчатый масляный малой модели конструкции инж. Е. В. Рекк из 2 ячеек	—	Люк КО2 по серии ОВ-02-144	1	15,6	207
СФ-2	4,5	—	То же, из 3-х ячеек	—	То же	1	15,6	254
СФ-3	8,5	Кд1006к	Двухпанельный масляный самоочищающийся	1	—	—	—	465
СФ-4	17	Кд2006к		1	—	—	—	502
СФ-5	35	КдМ4006		1	—	—	—	907
СФ-6	50	КдМ6006		1	—	—	—	1453
СФ-7	70	КдМ8006		1	Дверь	1	28,8	—
СФ-8	120	КдМ12006		1	КО1	1	28,8	—

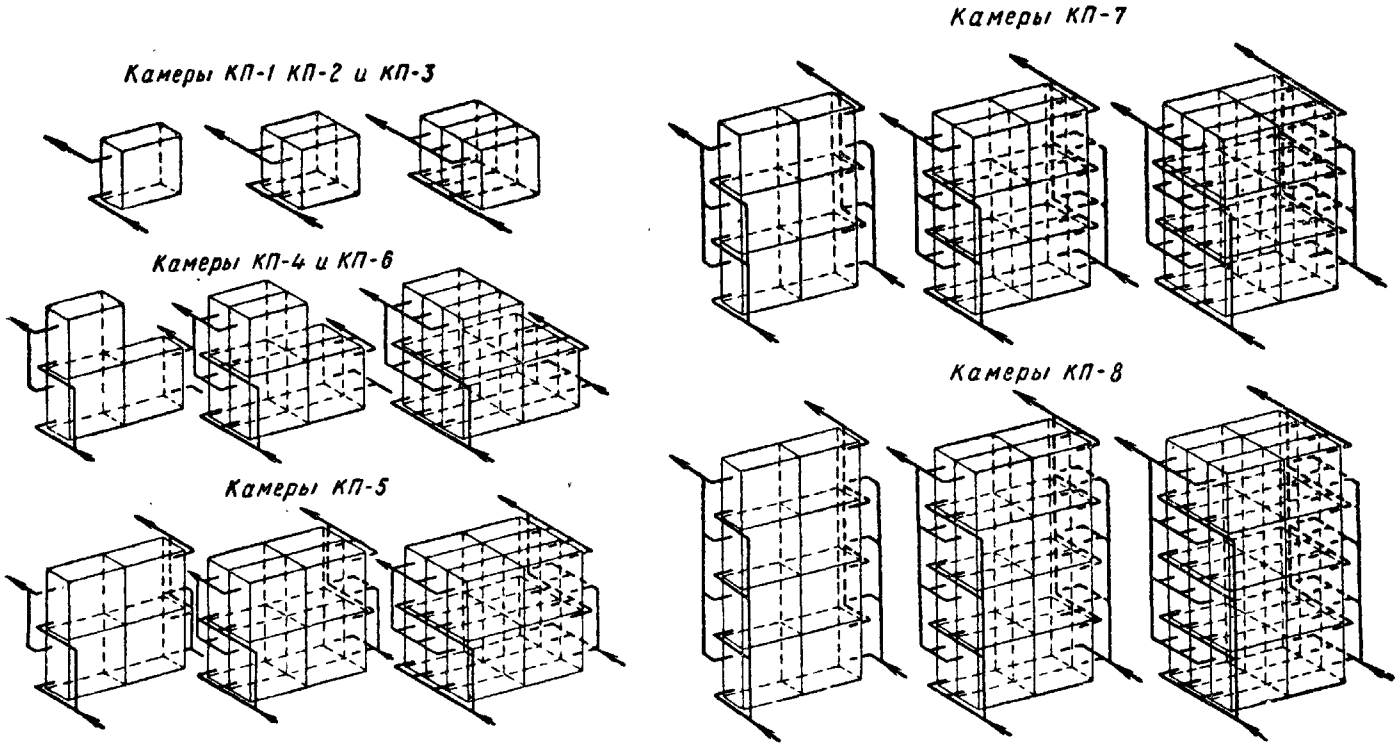


Рис. V.4. Принципиальные схемы обвязки калориферов по теплоносителю для камер КП-1—КП-8

Примечание. Настоящие схемы обвязки предусматривают параллельное присоединение многоходовых калориферов при сравнительно небольших располагаемых давлениях. При наличии большего располагаемого давления должно предусматриваться последовательное присоединение многоходовых калориферов

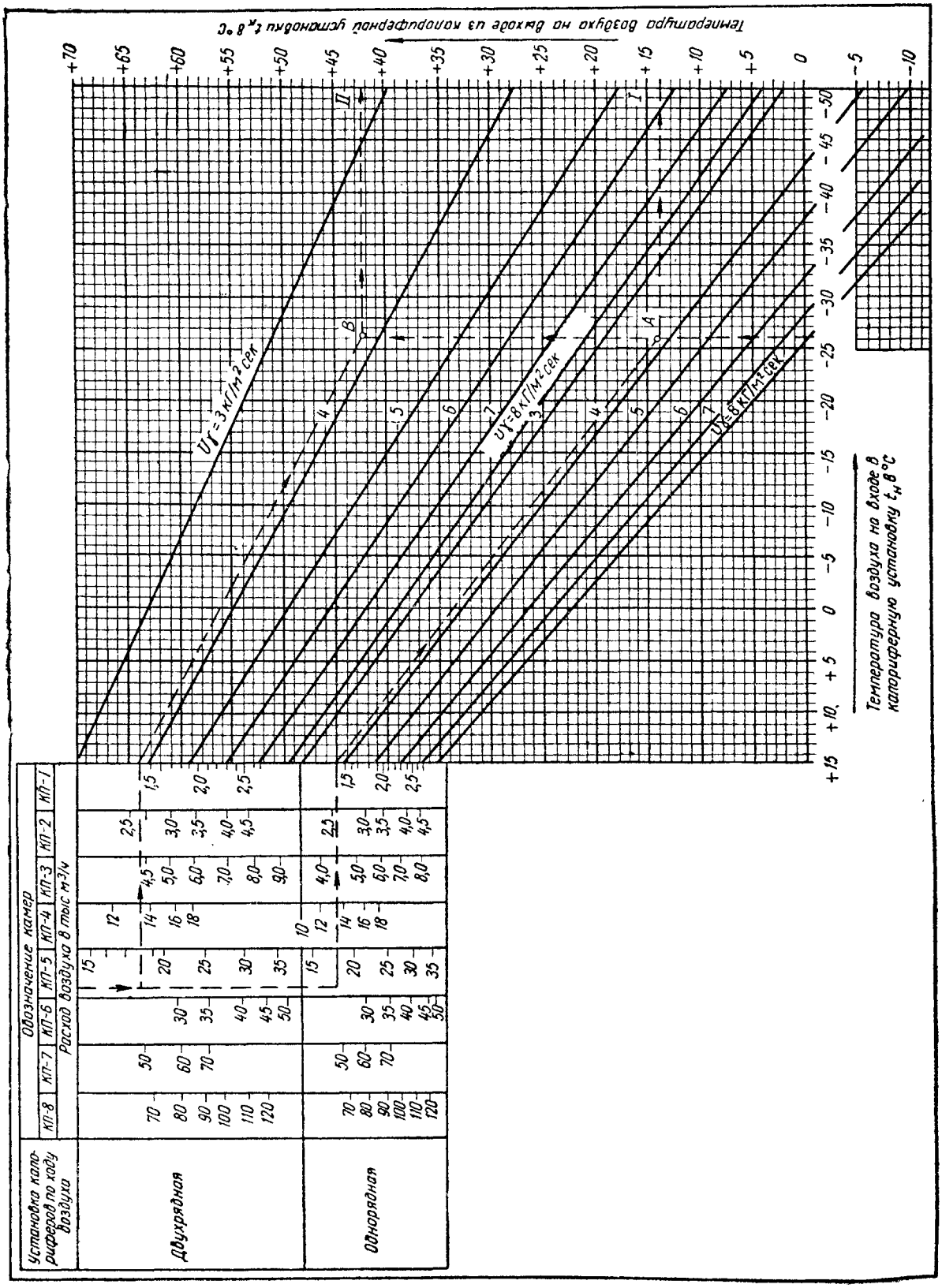


Рис. V.5. Номограмма для определения степени нагрева воздуха и числа рядов калориферов типа СТД 3010В, составленная В. М. Зусмановичем, теплоносителем вода с параметрами $T_н = 150°$ С и $T_к = 70°$ С

Таблица V.5

Техническая характеристика оборудования приемных секций

Обозначение секций	Производительность по воздуху в тыс. $м^3/ч$	Заслонки воздушные утепленные						Заслонки воздушные рециркуляционные					
		обозначение заслонки	размер в свету в *мм*	количество в шт.	площадь живого сечения в $м^2$	максимальная скорость воздуха в *м/сек*	вес в *кг*	обозначение заслонки	размер в свету в *мм*	количество в шт.	площадь живого сечения в $м^2$	максимальная скорость воздуха в *м/сек*	вес в *кг*
ПС-1	1,5—2,7	У400×400	400×400	1	0,11	5,5	20	Р500×500	500×500	1	0,172	4,3	16,7
ПС-2	2,7—4,5	У600×600	600×600	1	0,25	4,5	30,8	Р600×500	600×500	1	0,194	6,4	19,3
ПС-3	4,5—8,5	У600×1000	600×1000	1	0,42	5	50	Р800×600	800×600	1	0,38	6,2	23,6
ПС-4	8,5—17	У1000×1200	1000×1200	1	0,85	5,1	70	Р800×800	800×8000	1	0,54	9,4	32,4
ПС-5	17—3,5	У1200×1600	1200×1600	1	1,35	6,1	100	Р1200×1000	1200×1000	1	0,94	10,3	55
ПС-6	35—50	У1400×2400	1400×2400	1	2,56	5,3	200	Р1400×1200	1400×1200	1	1,43	10,6	70,9
ПС-7	50—70	У1200×1600	1200×1600	2	2,7	6,1	200	Р1500×1200	1500×1200	2	3,8	7	135
ПС-8	70—120	У1400×2400	1400×2400	2	5,12	6,4	400	Р1500×1500	1500×1500	2	3,56	10,3	160

Продолжение табл. V.5

Обозначение секций	Привод заслонок									Дверь или люк герметические			Общий вес секций, в *кг*
	Электрический			Пневматический									
				для рециркуляционных заслонок			для утепленных заслонок						
	обозначение привода	количество в шт.	вес в *кг*	обозначение привода	количество в шт.	вес в *кг*	обозначение привода	количество в шт.	вес в *кг*	обозначение	количество в шт.	вес в *кг*	
ПС-1	МЭО-1,6/40	2	12	МИМ-160/25	2	12	МИМ-160/25	2	12	Люк КО2 по серии ОВ-02-144	1	15,6	142
ПС-2		2	12		2	12		2	12		1	15,6	129
ПС-3		2	12		2	12	МИМ-200/25	2	12	Дверь КО1 по серии ОВ-02-144	1	28,8	133
ПС-4		2	12	МИМ-200/25	2	14		2	14		1	28,8	304
ПС-5		2	12		2	14		2	14		1	28,8	431
ПС-6		2	12		2	14		2	14		1	28,8	550
ПС-7		2	12		2	14		2	14		1	28,8	674
ПС-8		2	12		2	14		2	14		1	28,8	953

Примечания: 1. Заслонки воздушные утепленные и рециркуляционные приняты по типовым чертежам «Унифицированные воздушные заслонки для систем вентиляции».
2. Тип привода заслонок уточняется при заказе.

Аэродинамическое сопротивление секций камер приведено в табл. V.6.

Номограмма для подбора секций подогрева с калориферами типа СТД-3010В при теплоносителе воде с параметрами 150—70° С приведена на рис. V.5.

Примечания: 1. Поверхность нагрева калориферов принята с запасом 15%.

2. Соединение многоходовых калориферов по теплоносителю принято параллельное. При последовательном соединении (примечание к рис. V.4) степень нагрева воздуха в двухрядной установке возрастает до 12%.

Пример пользования номограммой. Определить требуемое число рядов калориферов для нагревания воздуха от $t_н$=—26° С до $t_к$=+18° С. Камера КП-5. Расход воздуха — 18000 $м^3/ч$.

Решение. Для камеры КП-5 при однорядной установке калориферов находится расход воздуха 18 тыс. $м^3/ч$. Затем про-

Таблица V.6

Аэродинамические сопротивления секций вентиляционных камер

Индекс камеры	Предельная производительность по воздуху в тыс. м³/ч	Тип калорифера	Сопротивление проходу воздуха секции в кГ/м²: калориферной (при однорядной установке)	фильтров	приемной	переходной	узла воздухозабора	Общее сопротивление камеры в кГ/м²
КП-1	1,5	КМС	1,7	8	2	3	5	19,7
		КМБ	2,3					20,3
		СТД-3010В	1,6					19,6
	2,7	КМС	4,7					22,7
		КМБ	6					24
		СТД-3010В	4,4					22,4
КП-2	2,7	КМС	1,8	8	2	3	5	19,8
		КМБ	2,4					20,4
		СТД-3010В	1,8					19,8
	4,5	КМС	4,4					22,4
		КМБ	5,9					23,9
		СТД-3010В	4,4					22,4
КП-3	4,5	КМС	1,5	15	2	3	5	26,5
		КМБ	2,1					27,1
		СТД-3010Б	1,6					26,6
	8,5	КМС	4,8					29,8
		КМБ	6,2					31,2
		СТД-3010В	4,9					29,9
КП-4	8,5	КМС	0,72	15	2	3	5	25,72
		КМБ	1					26
		СТД-3010В	0,75					25,75
	17	КМС	2,3					27,3
		КМБ	3,1					28,1
		СТД-3010В	2,4					27,4
КП-5	17	КМС	1,4	15	2	3	5	26,4
		КМБ	1,9					26,9
		СТД-3010В	1,5					26,5
	35	КМС	5					30
		КМБ	6,5					31,5
		СТД-3010В	5,1					30,1
КП-6	35	КМС	3	15	2	3	5	28
		КМБ	3,9					28,9
		СТД-3010В	3,1					28,1
	50	КМС	5,6					30,6
		КМБ	7,3					32,3
		СТД-3010В	5,6					30,6

Продолжение табл. V.6

Индекс камеры	Предельная производительность по воздуху в тыс. м³/ч	Тип калорифера	Сопротивление проходу воздуха секции в кГ/м²: калориферной (при однорядной установке)	фильтров	приемной	переходной	узла воздухозабора	Общее сопротивление камеры в кГ/м²
КП-7	50	КМС	1,7	15	2	3	5	26,7
		КМБ	2,3					27,3
		СТД-3010В	1,6					26,6
		КД-8017	3					28
		КД-8018	4					29
		КД-8019	3,1					28,1
	70	КМС	5,3					30,3
		КМБ	8,4					33,4
		СТД-3010В	11,5					36,5
		КД-8017	9,9					34,9
		КД-8018	15,6					40,6
		КД-8019	21,5					46,5
КП-8	70	КМС	1,8	15	2	3	5	26,8
		КМБ	2,4					27,4
		СТД-3010В	1,8					26,8
		КД-12017	4,3					29,3
		КД-12018	6,8					31,8
		КД-12019	9,3					34,3
	120	КМС	4,7					29,7
		КМБ	6					31
		СТД-3010В	4,7					29,7
		КД-12017	10,9					35,9
		КД-12018	18,4					43,4
		КД-12019	25					50

Примечания: 1. Сопротивление калориферной секции при двух- или трехрядной установке калориферов по ходу воздуха соответственно удваивается или утраивается.

2. Сопротивление камер при промежуточной производительности по воздуху определяется путем интерполяции.

3. Сопротивление секции фильтров соответствует предельно допустимому загрязнению масла.

водится горизонталь и наклонная линия параллельно направляющим до пересечения с вертикалью $t_н = -26°$ С (точка *А*). По точке пересечения на вертикальной шкале определяется температура нагретого воздуха $t_к = 13{,}8°$ С (линия *I*).

В связи с необходимостью нагревать воздух до $t_к = 18°$ С следует предусматривать двухрядную установку калориферов по ходу воздуха, которая обеспечит нагревание его при $t_н = -26°$ С до $t_к = 42°$ С (точка *В*). Для двухрядной установки решение аналогичное (линия *II*). Снижение температуры воздуха до $t_к = 18°$ С может быть достигнуто пропуском части его через обводной канал калориферной установки, что осуществляется при наладке калориферной установки путем открытия воздушной заслонки с ручным приводом.

Рабочие чертежи приточных камер приведены в выпусках 1—3 серии ОВ-02-139, распространяемых Центральным институтом типовых проектов (Москва).

В вып. 1 приведены также номограммы для подбора секций подогрева с другими типами многоходовых калориферов при параметрах теплоносителя 150—70, 130—70 и 95—70° С.

Работа типовых приточных камер автоматизирована (см. серию ОВ—02—136/66).

ОПЕЧАТКИ

Страница	Столбец	Строка	Напечатано	Следует читать
4	—	3-я сверху	П. К. Разумов	И. К. Разумов
84	1-й	9-я снизу	m_1 и m_3	m_{I} и m_{III}
91	Табл. 6.5, 2-я графа	10-я сверху	0,5	· 5
132	1-й	9-я снизу	$t_{c2} = t_{в.н} = t_{c1}$	$t_{c2} = t_{в.н} = t_{т}$
134	Рис. 7.20	Подрисуночная подпись	$\mu E = 1{,}62$ *кг/кг*	$\mu_{г} = 1{,}62$ *кг/кг*
143	2-й	10-я снизу	(30.2)	(7.49)
154	2-й	3-я сверху	$(1230 - 19 \cdot 13)\dfrac{1{,}03^{0,8}}{0{,}018^{0,2}} = 8514$	$(1230 + 19 \cdot 13)\dfrac{1{,}03^{0,8}}{0{,}018^{0,2}} = 3390$
186	Табл. 8.2	Графа 8	E_0	F_0
214	1-й	3-я снизу	$t_{см}$ воздуха	$t_{см}$ температуры воздуха
220	Рис. 11.1	Подрисуночная подпись	1:310	1:10
342	1-й	3-я снизу	аппаратом	аппаратов
343	Табл. 16.1	1-я сверху	p	Δp_2
350	1-й	6-я сверху	рис. 17.2	рис. 17.3
358	1-й	22-я снизу	(17.33)	(17.26)
361	2-й	4-я снизу	(17.19)	(17.17)

Зак. 101