Vilnis Gulbis
LLU profesors Emeritus
Dr. Sc. ing.

TRAKTORA VILCES APRĒĶINS

Metodiskie norādījumi kursa darba izstrādei studiju priekšmetā „Spēkratu teorija”

Jelgava, 2007

Traktoru vilces aprēķins. Metodiskie norādījumi kursa darba izstrādei studiju priekšmetā „Spēkratu teorija”. V.Gulbis - Jelgava, LLU, 2007. - 42 lpp.

Traktoru vilces aprēķins. Grāmata paredzēta augstskolu un tehnisko koledžu studentiem studiju priekšmetā „Spēkratu teorija”. Grāmatā dota traktora vilces aprēķina metodika un grafoanalītiska metode teorētisko vilces raksturlīkņu konstruēšanai 2 gadījumiem: 1) izmantojot dīzeļmotora eksperimentālās raksturlīknes un 2) izmantojot pēc empīriskām formulām konstruētas motora ātruma raksturlīknes. Sniegti norādījumi iegūto vilces raksturlīkņu analīzei.

Izdots ar ESF finansiālu atbalstu
Projekts: „*Studiju procesa modernizācija un kvalitātes uzlabošana spēkratu priekšmetu grupā*” Nr. 2006/0248/VPD1/ESF/PIAA/06/APK/3.2.3.2./0075/0067

Saturs

Ievads **4**

1. Traktora vilces īpašības **5**

2.Kursa darba uzdevuma lapas aizpildīšana **7**

3. Vilces aprēķins projektējamam traktoram **8**

3.1. Izejas dati un pieņēmumi 8

3.2 Rites pretestības spēka aprēķins 10

3.3. Traktora ekspluatatīvā svara aprēķins 11

3.4.Transmisijas lietderības koeficienta aprēķins 12

3.5. Transmisijas pārnesumskaitļu aprēķins 15

3.6. Kustības ātrumu aprēķina pārējiem darba pārnesumiem 18

3.7. Motora nominālās jaudas aprēķins 18

4. Regulatora raksturlīkņu konstruēšana **20**

4.1. Dīzeļmotora regulatora raksturlīkņu konstruēšana pēc eksperimentālajām līknēm. 20

4.2. Raksturlīkņu konstruēšana pēc aprēķinu datiem 20

4.3. Dīzeļmotaksturlīkņu pārveidošana funkcionālā atkarībā no griezes momenta 25

5. Traktora teorētisko vilces raksturlīkņu grafoanalītiska konstruēšana ... **26**

5.1. Vispārīgie norādījumi līkņu konstruēšanai 26

5.2. Regulatora raksturlīkņu pārnešana 28

5.3. Dzenošo spēku grafiku konstruēšana 28

5.4. Teorētisko ātrumu grafiku konstruēšana. 29

5.5. Buksēšanas līknes konstruēšana 30

5.6. Īsteno ātrumu raksturlīkņu konstruēšana 32

5.7. Vilces jaudas līkņu konstruēšana 35

5.8. Degvielas patēriņa līkņu konstruēšana 36

5.9. Vilces lietderības koeficienta aprēķins 36

6. Vilces raksturlīkņu analīze **37**

Literatūra **39**

Pielikumi: **40**

1. DLG traktora testēšanas lapas paraugs 40

2. Eksperimentālo buksēšanas līkņu paraugi 41

Ievads

Šī brošūra paredzēta LLU Tehniskās fakultātes Lauksaimniecības inženierzinātņu specialitātes studentiem, kā studiju palīglīdzeklis spēkratu teorijas kursa apguvei un kā metodisks līdzeklis kursa darba izstrādei par tēmām „Traktora vilces aprēķins" un „Traktora teorētisko vilces raksturlīkņu izmantošana un analīze".

Traktoram atšķirībā no automobiļa, vilces īpašības ir pašas svarīgākās, jo traktors pēc sava uzdevuma un konstrukcijas ir vilcējmašīna, kura paredzēta dažādu augsnes apstrādes un lauksaimniecības kultūru kopšanas darba mašīnu pārvietošanai laukos, respektīvi, bezceļa apstākļos. Darba mašīnām ir liela vilces pretestība, kura traktoram ir jāpārvar, nodrošinot pietiekamu, agrotehniskajām prasībām atbilstošu darba ātrumu un degvielas ekonomiskumu. Tādēļ traktoram ļoti svarīgas ir vilces īpašības, kuras tiek nodrošinātas galvenokārt ar traktora konstruktīviem, bet daļēji arī ar ekspluatācijas parametriem. Tādēļ vilces īpašību analīzei ir būtiska nozīme spēkratu teorijas kursa apguvei studiju procesā. Kursa darba izpilde sistematizē un nostiprina studentu zināšanas spēkratu teorijā sadaļā par vilces īpašībām un vilces raksturlīknēm.

Atšķirībā no traktora, automobilis ir kravu nesējmašīna un tā uzdevums ir transportēt kravu, arī pasažierus, ātri un droši pa ceļiem ar cieto segumu. Tādēļ automobiļiem būtiskas ir nevis vilces īpašības, bet gan dinamiskās īpašības, tādas, kā maksimālais un vidējais kustības ātrums, dinamiskais faktors, ieskrējiena un bremzēšanas dinamika.

Šajā metodiskajā līdzeklī dots kursa darba uzdevuma formulējums, izejas dati un norādes papildus informatīvo datu ieguvei, izklāstīta sistemātiska aprēķinu un raksturlīkņu konstruēšanas metodika. Pielikumā dots traktoru pētniecības institūta traktora testēšanas datu lapas paraugs. Atsevišķās testu lapas pieejamas internetā (DLG – Datenblatt, Test centre Nebraska, USA Data Sheet) kā arī publicētas žurnālā „Profi", UK.

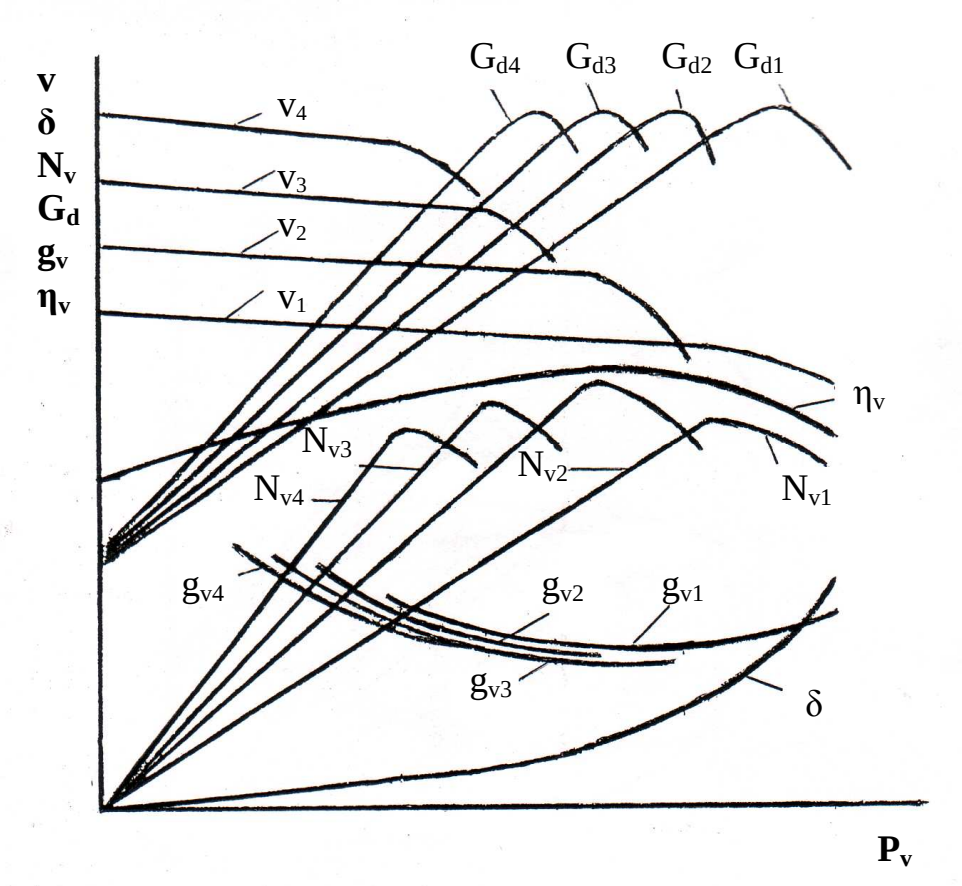
1. Traktora vilces īpašības

Traktora vilces īpašības raksturojas ar tādiem parametriem, kā vilces jauda, īstenais kustības ātrums, degvielas masas patēriņš, degvielas īpatpatēriņš attiecināts uz vilces jaudu, dzenošo riteņu buksēšana, traktora lietderības koeficients. Vilces īpašības ir svarīgi traktora ekspluatācijas rādītāji, kuri būtiski ietekmē traktoragregāta darba ražību un degvielas ekonomiskumu. Ērtākai vilces īpašību analīzei un dažādu modeļu un marku traktoru vilces īpašību salīdzināšanai, visas iepriekš minētās vilces īpašības attēlo grafiku veidā, konstruējot tā saucamās traktora vilces raksturlīknes.

Vilces raksturlīknes parāda, kā mainās traktora vilces īpašību raksturojošie parametri, atkarībā no vilces spēka izmantošanas. Vilces spēks ir nosacīts jēdziens, kas raksturo visu traktoram gan aizmugurē, gan priekšā vai sānos piekabināto vai uzkarināto darba mašīnu summāro vilces pretestību, kas tiek reducēta vienā punktā – uz sakabes kāsi. Traktoriem ar parasto pakāpjveida transmisiju, katram pārnesumam ir sava vilces raksturlīkņu kopa, jo vilces spēks atkarīgs no dzenošajiem riteņiem pievadītā griezes momenta, kurš savukārt, ir atkarīgs no transmisijas pārnesumskaitļa attiecīgajā pārnesumā (skat. 1. att.). Vilces raksturlīknes konstruē tikai traktora pamatpārnesumiem, t.i. pārnesumiem, ar kuriem veic traktora darba operācijas uz lauka agregātā ar mašīnām. Lai vienkāršotu aprēķinus un grafiku konstruēšanu, kursa darbā parasti veic vilces aprēķinu un līkņu konstruēšanu tikai 3 – 4 pārnesumiem.

Kā no dotajām raksturlīknēm redzams (skat. 1. att.), traktora vilces īpašības ir atkarīgas no traktora vilces spēka P_v, kurš savukārt ir atkarīgs no motora efektīvā griezes momenta, transmisijas pārnesumskaitļa un lietderības koeficienta, dzenošā riteņa kinemātiskā rādiusa un rites jeb pašpārvietošanās pretestības:

$$P_V = \frac{M_e \cdot i_T \cdot \eta_T}{r_k} - f \cdot G$$



1. att. Vilces raksturlīknes v, N_v, G_d, g_v, δ, η_v = *f*(P_v), traktora četriem pamatpārnesumiem:

v – īstenais kustības ātrums , km/h;

N_v – vilces jauda, kW;

G_d – degvielas masas patēriņš, kg/h;

g_v – degvielas vilces īpatpatēriņš, g/kWh;

δ – dzenošo riteņu buksēšana;

η_v – traktora vilces lietderības koeficients.

Šī sakarība parāda, ka traktora teorētiskās vilces raksturlīknes pēc būtības ir caur jūgvārpstu uzņemtas motora regulatora raksturlīknes, kas konstruētas citās koordinātēs, ievērtējot dzenošo riteņu un augsnes jeb grunts mijiedarbību. No teiktā izriet, ka motora regulatora raksturlīknes (ātruma raksturlīknes darbā ar visrežīma regulatoru) var tikt izmantotas kā primārais izejas avots teorētisko vilces raksturlīkņu konstruēšanai.

Tātad traktora vilces aprēķinam un vilces raksturlīkņu konstruēšanai vispirms nepieciešamas attiecīgā traktora motora regulatora raksturlīknes, kuras var iegūt ar divām metodēm:

- izmanto motora eksperimentālās regulatora raksturlīknes, kas uzņemtas konkrētam traktoram, testējot traktoru ar jūgvārpstas dinamometru;
- regulatora raksturlīknes aprēķina un konstruē teorētiski, izmantojot empīriskās formulas.

Šajā metodiskajā līdzeklī ir aplūkotas abas metodes un darba uzdevumā studentam var tikt norādīts aprēķinu veikt pēc abām metodēm, vai arī izmantojot tikai vienu no tām.

Pirmo metodi izmanto tā saucamam pārbaudes aprēķinam, kas ļauj pārbaudīt vilces īpašības, jau ekspluatācijā esošajam traktoram, izmantojot šī modeļa traktora testēšanas datus un tehnisko raksturojumu (skat. piemēram, DLG – Data Sheet, 1. pielikums).

Pēc otrās metodes vilces aprēķinam nepieciešamie sākotnējie dati tiek doti projekta tehniskajā uzdevumā. Tie ir šādi: traktora tips, vilces klase, agrotehniskās prasības, augsnes tips un raksturojums, motora tips, transmisijas tips un galveno pārnesumu skaits.

Vilces aprēķina pamatā ir šādi pieņēmumi: traktors kustas vienmērīgi pa horizontālu lauku; rites pretestības un saķeres koeficienti un transmisijas lietderības koeficienti, mainoties motora noslodzei dotajam augsnes fonam, paliek nemainīgi.

2.Kursa darba uzdevuma lapas aizpildīšana

Uzsākot kursa darba izstrādi, students no pasniedzēja saņem kursa darba uzdevuma lapu, kuru patstāvīgi aizpilda, izmantojot dotā traktora testēšanas lapas datus. Kursa darba uzdevuma lapas paraugs dots 1. tabulā. Uzdevuma lapas aizpildīšanai nepieciešamais testēšanas datu lapas paraugs dots 1. pielikumā. Testēšanas datu lapu dotajam traktoram students sameklē internetā

testēšanas centra institūta DLG mājas lapā* vai arī to izsniedz pasniedzējs kopā ar uzdevuma lapu. Institūts DLG apkopo traktoru testēšanas rezultātus no vairākiem galveniem testēšanas centru rezultātiem Eiropā, ASV un izplata datu lapas internetā vācu, angļu un mazākā daudzumā krievu valodā. Plašāk pazīstamie testēšanas centri ir DLG – Prüfstelle für Landmaschinen, Darmštatē, Vācijā; Test Centre Nebraska, ASV; Test Centre BLT, Austrija; Test centre Vakola, Somija, Test Centre SZZPLS, Čehija u.c.

3. Vilces aprēķins projektējamam traktoram

3.1. Izejas dati un pieņēmumi

Lai izpildītu vilces aprēķinu no jauna projektējamam traktoram tehniskajā uzdevumā parasti kā galvenais izejas parametrs tiek norādīts traktora nominālais vilces spēks vai vilces klase, traktora tips (riteņtraktors 4 x 2, riteņtraktors 4 x 4, kāpurķēžu traktors) un transmisijas tips (mehāniskā, parastā, mehāniskā ar pārslēgšanu gaitā un slodzē jeb tā saucamā „power shift” transmisija, hidrostatiskā vai kombinētā transmisija).

Izejot no šiem datiem, tālāk aprēķina traktora pašpārvietošanās jeb rites pretestības spēku, traktora ekspluatīvo svaru, transmisijas lietderības koeficientu un pārnesumskaitļus, teorētiskos kustības ātrumus un nominālā vilces spēka nodrošināšanai nepieciešamo motora efektīvo jaudu.

Vilces aprēķina pamatā ir šādi pieņēmumi: traktors agregātā ar darba mašīnu kustas vienmērīgi pa horizontālu lauku; rites pretestības un saķeres koeficienti un transmisijas lietderības koeficients, mainoties motora noslodzei traktoram strādājot uz dotā augsnes fona, paliek nemainīgi.

*) www.deg.org.de/landwirtsehaft/testzentrum/pruefberichte/traktoren.html

1. tabula

Latvijas Lauksaimniecības universitāte
Tehniskā fakultāte
Spēkratu institūts

KURSA DARBA UZDEVUMS SPĒKRATU TEORIJĀ

TRAKTORA VILCES APRĒĶINS

Izejas dati:

(no dotās traktora testēšanas datu lapas DLG vai OECD – Test Nr. .....)

1. Traktora marka .....
2. Motora marka .....
3. Motora nominālā jauda, $N_{nom,}$ kW .....
4. Motora griešanās frekvence, min^{-1}:
   - nominālā .....
   - brīvgaitas maksimālā .....
5. Traktora masa, kg ....., svars, kN .....
6. Traktora masas un svara sadalījums:
   - uz priekšējiem riteņiem, masa, kg ....., svars, kN .....
   - uz pakaļējiem riteņiem, masa, kg ....., svars, kN .....
7. Kustības ātrumu diapazons, km/h ....., ...
8. Riteņu riepu apzīmējumi:
   - priekšējiem riteņiem .....
   - pakaļējiem riteņiem .....
9. Teorētiskais kustības ātrums pie n_{nom} ar pirmo pārnesumu, v_{t1}, km/h .....
10. Pārnesumu skaits, z ar augstāko darba pārnesumu, v_{tz}, km/h .....
11. Traktora darba fons .....

Uzdevums

1. No dotās DLG vai kādas citas testu lapas pārzīmēt motora regulatora raksturlīknes A4 formātā, vēlams uz milimetru papīra.
2. Veikt traktora vilces parametru aprēķinu.
3. Konstruēt traktora vilces raksturlīknes A3 lapas formātā.

Uzdevumu saņēmu: 20.... gada ....

.....

(studenta paraksts, vārds, uzvārds, kurss, grupa)

Kursa darba vadītājs .....

3.2 Rites pretestības spēka aprēķins

Rites jeb traktora pašpārvietošanās pretestības spēks P_f, kN ir tieši proporcionāls rites pretestības koeficientam *f* un traktora smaguma spēkam jeb svaram G, kN:

$$P_f = f \cdot G,$$

Koeficients *f* ir atkarīgs no grunts tipa pa kādu pārvietojas traktors un no traktora ritošās iekārtas tipa (pneimatiskie riteņi, kāpurķēdes). Aprēķinos izmantojamās koeficienta *f* vidējās vērtības sakopotas 2. tabulā. Šajā tabulā dotas arī saķeres koeficienta φ skaitliskās vērtības dažādiem traktoru un grunts tipiem. Ja, piemēram, kursa darba uzdevumā norādīts traktora tips „riteņtraktors" un grunts tips „rugaine", tad no 2. tabulas atrodam: $\varphi = (0{,}6 - 0{,}7)$ un $f = (0{,}08 - 0{,}10)$.

2. tabula

Saķeres un rites pretestības koeficienti

Grunts tips	Saķeres koeficients, φ		Rites pretestības koeficients, *f*	
	riepām	kāpurķēdēm	riepām	Kāpurķēdēm
Asfalta vai betona segums, sauss	0,6...0,8	-	0,015...0,02	-
Tas pats, mitrs un netīrs	0,3...0,5	-	0,02...0,025	-
Lauku ceļš, sauss	0,5...0,7	0,9...1,1	0,02...0,04	0,07...0,08
Tas pats mitrs	0,3...0,4	0,7...0,9	0,02...0,05	0,05...0,07
Rugaine	0,6...0,7	0,8...0,9	0,08...0,10	0,07...0,09
Arums	0,4...0,5	0,6...0,7	0,12...0,18	0,08...0,11
Smilts	0,3...0,5	0,4...0,5	0,15...0,30	0,13...0,15
Dubļi vai ledus	0,1...0,2	0,3...0,4	0,08...0,16	0,08...0,10
Atmata, blīva pļava	0,7...0,9	1,0...1,2	0,05...0,07	0,06...0,07
Nepļauta pļava	0,6...0,8	0,9...1,1	0,06...0,08	0,06...0,07
Kultivēts lauks	0,6...0,7	0,6...0,7	0,16...0,18	0,09...0,12
Noblīvēts sniega ceļš	0,3...0,4	0,5...0,7	0,03...0,04	0,06...0,07

Aprēķinam pieņem konkrētas skaitliskās vērtības dotajās vērtību robežās. Riteņtraktoriem 4 x 4 izvēlas saķeres koeficienta augstāko vērtību un rites pretestības koeficienta zemāko vērtību.

3.3. Traktora ekspluatatīvā svara aprēķins

Ja zināmas koeficientu φ, f un nominālā vilces spēka $P_{v\ nom}$ skaitliskās vērtības, tālāk varam aprēķināt traktora ekspluatīvo svaru G, kN, kāds nepieciešams, lai traktors attīstītu vajadzīgo nominālo vilces spēku $P_v = P_{v\ nom}$, kN. Aprēķinam izmanto vilces bilances vienādojumu vienmērīgā kustībā pa horizontālu lauku, kas rāda, ka traktora vilces spēks P_v ir aprēķināms kā dzenošā spēka P_{dz} un rites pretestības spēka P_f starpība:

$$P_v = P_{dz} - P_f ,$$

Traktora ekspluatīvajam svaram jābūt tādam, lai nodrošinātu maksimālu dzenošo spēku $P_{dz\ max}$, kura maksimālo lielumu limitē saķeres spēks P_φ:

$$P_{dz,\max} \le P_\varphi = \varphi \cdot \lambda_k \cdot G ,$$

kur φ – saķeres koeficients;

λ_k – dzenošo riteņu noslodzes koeficients;

G – traktora ekspluatatīvais svars, kN.

Dzenošo riteņu noslodzes koeficientu λ_k aprēķina attiecinot smaguma spēku jeb svaru, ko uzņem traktora pakaļējie dzenošie riteņi G_2 pret traktora kopējo svaru G:

$$\lambda_k = \frac{G_2}{G},$$

Traktoriem ar visiem dzenošiem riteņiem un kāpurķēžu traktoriem $\lambda_k = 1$.

Ievietojot vilces bilances vienādojumā $P_{dz} = P_{dz,\max} = \varphi \cdot \lambda_k \cdot G$ un $P_f = f \cdot G$, traktora ekspluatīvā svara aprēķināšanai iegūstam sekojošu formulu:

$$G = \frac{P_{v,nom}}{\varphi \cdot \lambda_k - f}.$$

3.4.Transmisijas lietderības koeficienta aprēķins

Transmisijas lietderības koeficients parāda kādu daļu no pārvadāmās motora efektīvās jaudas N_e patērē berzes pārvarēšanai gultņos un zobratu sazobē un transmisijas mehānismu karteros ielietās eļļas viskozitātes pretestības pārvarēšanai. Līdz ar to jauda N_{dz}, ko caur transmisiju pievada dzenošajam ritenim, ir mazāka nekā motora efektīvā jauda N_e. Vispārējā gadījumā transmisijas lietderības koeficientu aprēķina kā šo divu jaudu attiecību:

$$\eta_T = \frac{N_{dz}}{N_e}.$$

Lai izmantotu šo formulu, nepieciešams izmērīt dzenošajam ritenim pievadīto griezes momentu M_{dz} un riteņa leņķisko ātrumu ω_{dz}, tad aprēķināt N_{dz} pēc sakarības $N_{dz} = M_{dz} \cdot \omega_{dz}$.

Kursa darbā mehāniskās transmisijas lietderības koeficienta aprēķināšanai izmantosim sakarību:

$$\eta_T = \eta_1^{z_1} \cdot \eta_1^{z_2} \cdot \left(1 - \frac{\xi \cdot M_{nom}}{M_e}\right),$$

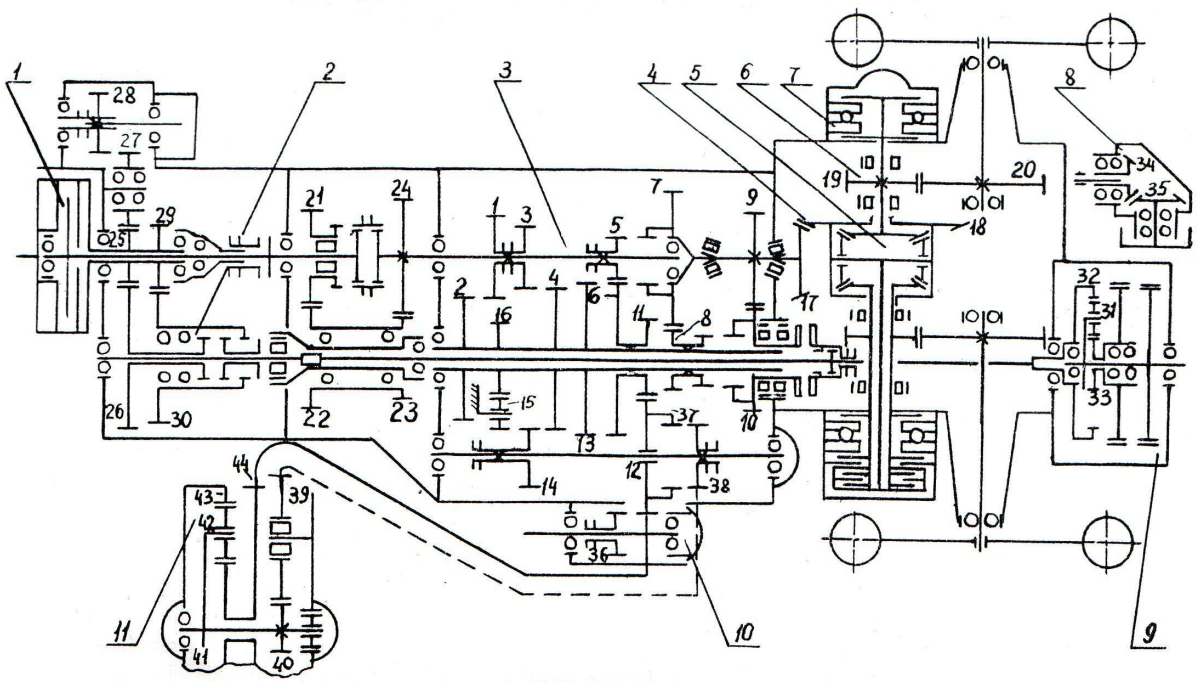
kur η_1 un z_1 – attiecīgi viena cilindrisko zobratu pāra lietderības koeficients un šo zobratu pāru skaits, kas dotajā pārnesumā pārvada griezes momentu;

η_2 un z_2 – attiecīgi viena konisko zobratu pāra lietderības koeficients un konisko zobratu pāru skaits, kas dotajā pārnesumā pārvada griezes momentu;

ξ – koeficients, kas parāda, kāda daļa no nominālā griezes momenta M_{nom} tiek patērēta transmisijas griešanai brīvgaitā.

Aprēķinos var pieņemt $\eta_1 = (0{,}985 - 0{,}990)$; $\eta_2 = (0{,}975 - 0{,}980)$; $\xi = (0{,}03 - 0{,}05)$. Lielumus z_1 un z_2 nosaka no dotā spēkrata kinemātiskās shēmas, bet nominālo un efektīvo griezes momentus M_{nom} un M_e – no motora raksturlīknēm. Pilnā slodzē $M_{nom} = M_e$ un η_T aprēķina formula vienkāršojas:

$$\eta_T = \eta_1^{z_1} \cdot \eta_1^{z_2} \cdot (1 - \xi).$$



2. att. Mehāniskās transmisijas kinemātiskās shēmas piemērs transmisijas lietderības koeficienta un pārnesumskaitļu aprēķināšanai:
1 - sajūgs; 2 - jūgvārpstas piedzinās divpakāpju reduktors; 3 – pārnesumkārba; 4 – galvenais pārvads; 5 – diferenciālis; 6 – sānpārvads; 7 – bremze; 8 – pārvadskriemelis; 9 – jūgvārpstas reduktors; 10 – sānu jūgvārpstas piedziņa; 11 – gaitas palēninātājs.

Mehāniskās transmisijas kinemātiskās shēmas piemērs (traktors MTZ - 80) parādīts 2. attēlā. Cipari pie katra zobrata shēmā norāda zobrata kārtas numuru, bet 3. tabulā dots zobu skaits katram shēmā apzīmētajam zobratam. 4.

tabulā norādīti katrā darba pārnesumā strādājošie zobrati, un aprēķinātie pārnesumskaitļi katrā no darba pārnesumiem.

3. tabula

Zobratu zobu skaits pēc 2. attēlā dotās transmisijas shēmas

Zobratu kārtas skaitlis shēmā	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Zobu skaits	27	38	24	40	21	43	45	20	37	28	26	32	43	17	31
Zobratu kārtas skaitlis shēmā	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
Zobu skaits	19	12	41	13	69	30	35	30	34	18	47	27	25	26	38
Zobratu kārtas skaitlis shēmā	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44	
Zobu skaits	16	63	30	22	14	37	20	20	25	10	18	15	48	31	

4. tabula

Katram pārnesumam kustībā uz priekšu strādājošie zobrati un aprēķinātie pārnesumskaitļi pēc 2. attēlā dotās transmisijas shēmas

Pārnesums	**Pirmais**	**Otrais**	**Trešais**	**Ceturtais**
Strādājošie zobrati	$\frac{6.12.4.7.18.20}{5.11.14.8.17.19}$	$\frac{6.12.4.9.18.20}{5.11.14.10.17.19}$	$\frac{13.7.18.20}{5.8.17.19}$	$\frac{4.7.18.20}{3.8.17.19}$
Transmisijas pārnesumskaitļi	241,95	142,1	83,55	68,0
Pārnesums	**Piektais**	**Sestais**	**Septītais**	**Astotais**
Strādājošie zobrati	$\frac{2.7.18.20}{1.8.17.19}$	$\frac{13.9.18.20}{5.10.17.19}$	$\frac{4.9.18.20}{3.10.17.19}$	$\frac{2.9.18.20.}{1.10.17.19}$
Transmisijas pārnesumskaitļi	57,43	49,06	39,94	33,73

Pēc kinemātiskās shēmas un 4. tabulas datiem atrodam, ka pirmajā un otrajā pārnesumā strādājošo cilindrisko zobratu pāru skaits $z_1 = 6$, bet pārējos

darba pārnesumos $z_1 = 4$. Taisnvirziena kustībā visos darba pārnesumos konisko zobratu pāru skaits $z_2 = 1$.

Zinot šos skaitļus un pieņemot $\eta_1$un η_2 kā norādīts iepriekš, pēc iepriekš dotās formulas varam aprēķināt transmisijas lietderības koeficientu η_T visiem pārnesumiem. Atkarībā no pārvadāmās jaudas un transmisijas komplicētības, traktoriem $\eta_T = 0,85 – 0,93$.

Ja kursa darba uzdevumā dotajam traktoram transmisijas kinemātiskā shēma nav pieejama, aprēķinos varam pieņemt pirmajiem diviem zemākajiem pārnesumiem $z_1 = 4$, konisko zobratu pāru skaitu $z_2 = 1$.

3.5. Transmisijas pārnesumskaitļu aprēķins

Ja projektējamam traktoram darba uzdevumā norādītā traktora prototipam transmisijas kinemātiskā shēma ir dota (skat. piemēru 2. att.) un ir norādīti strādājošo zobratu pāri katrā pārnesumā un katra zobrata zobu skaits (3. un 4. tabula), tad transmisijas pārnesumskaitļus katrā pārnesumā aprēķina kā dzenamo zobratu zobu skaita reizinājuma dalījumu ar dzenošo zobratu skaita reizinājumu.

Transmisijas pārnesumskaitlis:

$$i_T = \frac{\text{Dzenamo zobratu zobu skaita reizinājums}}{\text{Dzenošo zobratu zobu skaita reizinājums}}$$

Piemērs: No 4. tabulas datiem atrodam, ka dotajam traktoram trešajā pārnesumā strādājošo zobratu kārtas numuri ir: $\frac{13.7.18.20}{5.8.17.19}$

No 3. tabulas datiem pretī zobratu kārtas numuriem atrodam attiecīgo trešajā pārnesumā strādājošo zobratu zobu skaitu un aprēķinam transmisijas pārnesumskaitli trešajam pārnesumam:

$$i_{T3} = \frac{43 \cdot 45 \cdot 41 \cdot 69}{21 \cdot 20 \cdot 12 \cdot 13} = 83,55.$$

Ja traktora transmisijas kinemātiskā shēma nav pieejama, tad, izpildot kursa darbu, transmisijas pārnesumskaitļus aprēķina izejot no dzenošo riteņu dinamiskā rādiusa r_d un traktora teorētiskā kustības ātruma strādājot ar pirmo darba pārnesumu, v_{T1}.

Kustības ātrums v_{T1}, m/s:

$$v_{T1} = r_d \cdot \omega_{dz} = \frac{0.1047 \cdot r_d \cdot n_{nom}}{i_{T1}},$$

kur r_d – dzenošā riteņa dinamiskais rādiuss, m;

ω_{dz} – dzenošā riteņa leņķiskais ātrums, s^{-1};

n_{nom} – motora kloķvārpstas nominālā griešanās frekvence, min^{-1};

i_{T1} – transmisijas pārnesumskaitlis ar pirmo pārnesumu.

Dzenošā pneimatiskā riteņa dinamisko rādiusu r_d aprēķina pēc riepas izmēriem – iekšējā diametra d un riepas profila platuma b. Izmērus d un b ņem no traktora testēšanas lapas (skat. 1. pielikumu) vai arī no projektējamā traktora prototipa tehniskā raksturojuma. Zinot šos izmērus, dinamisko rādiusu aprēķina, izmantojot šādas empīriskas formulas:

1. ja riepas izmēri doti collās:

$$r_d = 0{,}0127 \cdot (d + 1{,}7), \text{ m}$$

2. ja riepas izmēri doti milimetros:

$$r_d = 0{,}005 \cdot (d + 1{,}7), \text{ m}$$

Tālāk, izejot no iepriekš dotās teorētiskā kustības ātruma formulas, aprēķina transmisijas pārnesumskaitli traktoram strādājot ar pirmo pārnesumu:

$$i_{T1} = \frac{0{,}1047 \cdot r_d \cdot n_{nom}}{v_{T1}},$$

kur v_{T1} – teorētiskais traktora kustības ātrums ar pirmo darba pārnesumu, m/s.

n_{nom} – motora nominālie apgriezieni, min^{-1}.

Ja ātrumu mēra km/h, tad formula i_{T1} aprēķināšanai ir šāda:

$$i_{T1} = \frac{0{,}377 \cdot r_d \cdot n_{nom}}{v_{T1}}.$$

Transmisijas pārnesumskaitļus pārējiem pārnesumiem izvēlas pēc ģeometriskās progresijas, aprēķinot ģeometriskās progresijas kvocientu pēc šādas formulas.

$$q = z - 1\sqrt{\frac{v_{TZ}}{v_{T1}}},$$

kur v_{TZ} – traktora kustības ātrums, km/h ar augstāko darba pārnesumu;

z – darba pārnesumu skaits.

Pārnesumskaitļus n_{nom}, v_{T1}, v_{TZ} un z izvēlas no dotās DLG testēšanas lapas (skat. 1. pielikums) vai traktora prototipa tehniskā raksturojuma un tie ir ierakstīti kursa darba uzdevuma lapā (1. tabula). Izvēlētiem kustības ātrumiem jābūt robežās, ko nosaka lauku pamatdarbu izpildes agrotehniskās un tehnoloģiskās prasības un tās ir:

- riteņtraktoriem:

$$v_{T1} = 2{,}2 - 2{,}5,\ \text{m/s (8 – 9 km/h);}$$

$$v_{Tz} = 5{,}5 - 7{,}0,\ \text{m/s (20 – 25 km/h).}$$

- Kāpurķēžu traktoriem:

$$v_{T1} = 1{,}7 - 1{,}9,\ \text{m/s (6 – 7 km/h);}$$

$$v_{Tz} = 3{,}8 - 4{,}4,\ \text{m/s}\ (14 - 16\ \text{km/h}).$$

Zinot i_{T1} un q, pārnesumskaitļus pārējiem pārnesumiem aprēķinam pēc šādām sakarībām:

$$q_{T2} = i_{T1} \cdot q;\ q_{T3} = i_{T1} \cdot q^2;\ q_{T4} = i_{T1} \cdot q^3, ..., i_{Tz} = i_{T1} \cdot q^{z-1}$$

3.6. Teorētisko kustības ātrumu aprēķins traktoram strādājot ar pārējiem darba pārnesumiem

Izmantojot aprēķinātos transmisijas pārnesumskaitļus i_{T1} ... i_{Tz} un iepriekš doto teorētisko ātrumu formulu, aprēķinam teorētiskos kustības ātrumus, km/h, visiem pārējiem darba pārnesumiem:

$$v_{T2} = \frac{0{,}377 \cdot r_d \cdot n_{nom}}{i_{T2}};\ v_{T2} = \frac{0{,}377 \cdot r_d \cdot n_{nom}}{i_{T3}}; .....$$

$$v_{Tz} = \frac{0{,}377 \cdot r_d \cdot n_{nom}}{i_{Tz}}.$$

3.7. Motora nominālās jaudas aprēķins

Iespējams variants, ka projektējamā traktora motora nominālā jauda kursa darba uzdevumā nav dota, bet ir dots nominālais vilces spēks $P_{v\ nom}$ un grunts fons, uz kura traktoram jāstrādā. To raksturo fonam atbilstošs rites jeb pašpārvietošanās pretestības koeficients *f* un saķeres koeficients φ (2. tabula).

No spēkrata jaudas bilances vienādojuma vispārējā gadījumā nepieciešamā motora efektīvā jauda izsakāma šādi:

$$N_e = \frac{(P_V + \Sigma P) \cdot v}{(1 - \delta) \cdot \eta_T}.$$

Vilces aprēķinu traktoram veic vienmērīgā kustībā pa horizontālu lauku bez jūgvārpstas izmantošanas, tādēļ summārais kustības pretestības spēks ΣP

vienāds ar rites pretestības spēku P_f. Nominālo vilces spēku $P_{v,nom}$ traktors attīsta ar pirmo pārnesumu uz nominālā mitruma rugaines, ja pieļaujamā buksēšana riteņtraktoram 4 x 2 nepārsniedz 18% (δ = 0,18), riteņtraktoram ar riteņa formulu 4 x 4 nepārsniedz 15% (δ = 0,15) un kāpurķēžu traktoram nepārsniedz 4% (δ = 0,04).

Papildus iepriekšējā formulā ievedot motora noslodzes koeficientu χ, iegūstam motora nominālās jaudas formulu:

$$N_{e,nom} = \frac{(P_v + \Sigma P) \cdot V_{T1}}{(1-\delta) \cdot \chi \cdot \eta_T},$$

kur v_{T1} – traktora teorētiskais kustības ātrums ar pirmo (zemāko darba) pārnesumu, m/s;

$P_{n,\,nom}$ – nominālais vilces spēks, kN;

P_f – rites pretestības spēks, kN;

χ – motora ekspluatācijas noslodzes koeficients;

η_T – transmisijas lietderības koeficients;

δ – dzenošo riteņu vai kāpurķēžu buksēšana.

Motora ekspluatācijas noslodzes koeficients χ = 0,85...0,9. Riteņtraktoram ar riteņu formulu 4 x 4 un kāpurķēžu traktoram tas nedaudz lielāks, nekā riteņtraktoram ar riteņu formulu 4 x 2.

Buksēšanu δ nominālās jaudas aprēķinam pieņem:

- riteņtraktoram 4 x 2 δ = 0,18;
- riteņtraktoram 4 x 4 δ = 0,15;
- kāpurķēžu traktoram δ = 0,04.

Pārējo jaudas formulā ietilpstošo lielumu aprēķins dots iepriekšējās sadaļās.

4. Regulatora raksturlīkņu konstruēšana

4.1. Dīzeļmotora regulatora raksturlīkņu konstruēšana pēc eksperimentālajām līknēm.

Regulatora jeb ātruma raksturlīknes iegūst pakāpeniski slogojot traktora motoru uz testēšanas stenda vai arī ar īpašu slogošanas iekārtu caur traktora jūgvārpstu. Katrā slogošanas pakāpē tiek izmērīts slogojošais griezes moments M_e, degvielas masas patēriņš eksperimenta laikā G_{do} un motora kloķvārpstas griešanās frekvence n. No šiem datiem aprēķina motora efektīvo jaudu N_e, degvielas masas patēriņu G_d un īpatpatēriņu g_e.

No minētajiem testēšanas rezultātiem ir iegūtas motora eksperimentālās regulatora raksturlīknes M_e, N_e, G_d, un $g_e = f(n)$, kuras dotas testēšanas datu lapās (1. pielikums).

Lai vienkāršotu mērogu skalu konstruēšanu, testēšanas datu lapās raksturlīknes ir dotas divās daļās: N_e, $M_e = f(n)$ un G_d, $g_e = f(n)$ ar kopēju apgriezienu skalu uz abscisu ass.

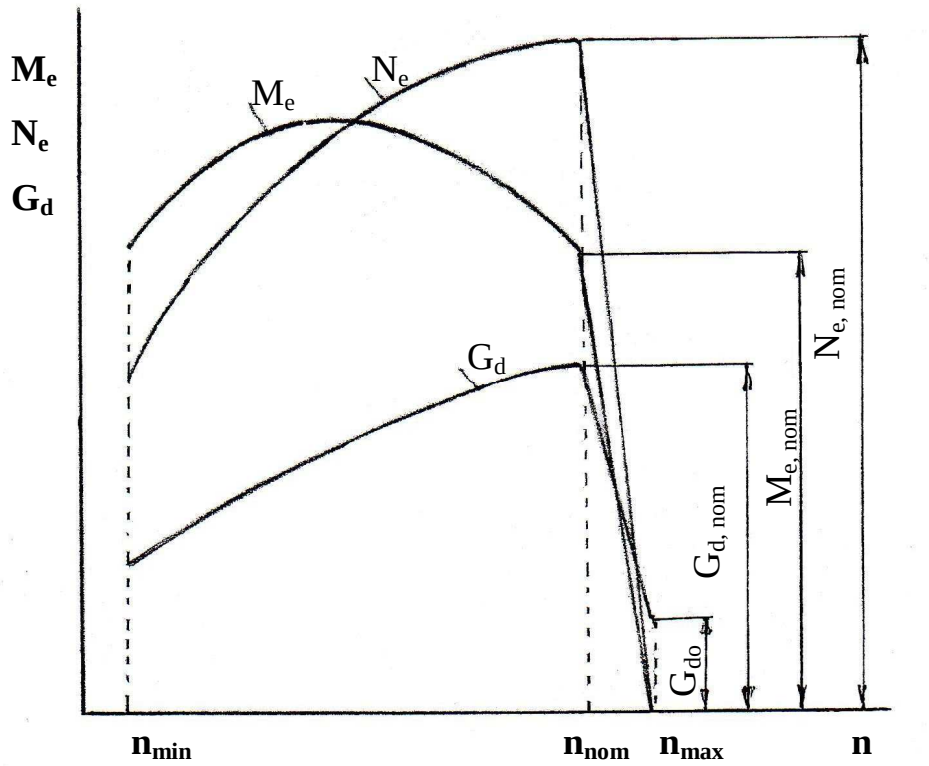
Izpildot kursa darbu, no dotās DLG, OECD vai citas testēšanas lapas abas dotās raksturlīkņu daļas jāpārzīmē vienā zīmējumā un lielākā mērogā lapas A4 formātā, kā parādīts 3. attēlā. Degvielas īpatpatēriņa līkne $g_e = f(n)$ vilces raksturlīkņu konstruēšanai nav nepieciešama, tādēļ 3. attēlā to nezīmē.

Iegūtās dīzeļmotora regulatora raksturlīknes (skat. 3. att.) tālāk izmanto traktora vilces raksturlīkņu konstruēšanai.

4.2. Dīzeļmotora regulatora raksturlīkņu konstruēšana pēc aprēķinu datiem

Gadījumā, ja potenciālo vilces īpašību analīze ir nepieciešama no jauna projektējamajam traktoram, izmanto motora regulatora raksturlīknes, kas iegūtas nevis eksperimentāli, bet gan teorētisku aprēķinu ceļā. Aprēķiniem izmanto

empīriskas formulas, kas iegūtas daudzu eksperimentālo līkņu matemātiskās apstrādes rezultātā.



3. att. Dīzeļmotora regulatora raksturlīknes kā funkcija no kloķvārpstas griešanās frekvences, M_e, N_e, G_d = *f*(n), konstruētas pēc eksperimentālajām līknēm

Griešanās frekvenci n_{nom} pieņem pēc traktora prototipa datiem, bet nominālo jaudu šajā gadījumā aprēķina pēc dotā nominālā vilces spēka $P_{v\ nom}$. Aprēķina metodika dota 3.7. nodaļā.

Jaudas līknes N_e = *f*(n) bezregulatora zaru konstruē, aprēķinot jaudu N_e, kW, dažādām griešanās frekvenču n, min^{-1}, vērtībām pēc šādas formulas:

$$N_e = N_{e,nom} \cdot \left[a \cdot \frac{n_x}{n_{nom}} + b \cdot \left(\frac{n_x}{n_{nom}} \right)^2 - \left(\frac{n_x}{n_{nom}} \right)^3 \right],$$

kur $N_{e,nom}$ un n_{nom} – attiecīgi motora nominālā jauda un nominālā griešanās frekvence;

a un b – koeficienti, kas atkarīgi no motora tipa (skat. 5. tabulu);

n_x – griešanās frekvenču mainīgās vērtības.

Griešanās frekvenču mainīgās vērtības n_x izvēlas robežās no n_{min} līdz n_{nom}, aprēķinot minimālo griešanās frekvenci, kurā dīzeļmotors vēl stabili strādā, pēc empīriskas sakarības:

$$n_{min}=(0,25 – 0,30)\cdot n_{nom}.$$

5. tabula

Eksperimentālie koeficienti regulatora raksturlīkņu aprēķināšanai

Dīzeļmotora tips	a	b	c	d
Tiešās iemidzināšanas	0,87	1,13	1,55	1,55
Virpuļkameru	0,70	1,30	1,35	1,35
Priekškameru	0,60	1,40	1,20	1,20

Dotajā jaudas līknes aprēķina formulā n_x vietā pēc kārtas ieliekam dažādas brīvi izvēlētas griešanās frekvences skaitliskās vērtības n_1, n_2, n_3 ... un aprēķinām šīm vērtībām atbilstošās N_e vērtības. Aprēķina rezultātus sakopo atsevišķā tabulā (6. tabula) un tālāk izmanto līkņu konstruēšanai. Vispirms konstruējam jaudas līknes bezregulatora zaru, respektīvi, līknes daļu, kurā motora visrežīma regulators jaudu neietekmē (skat. 4. att.).

6. tabula

Regulatora raksturlīkņu aprēķina datu tabulas paraugs

Parametri	n_{min}	n_1	n_2	n_3	n_4	n_5	n_{nom}
N, min^{-1}							
N_e, kW							
M_e, kN·m							
g_e, g/kWh							
G_d, kg/h							

Jaudas līknes regulatora zaru konstruē, novelkot taisni no punkta uz jaudas līknes, kas atbilst n_{nom}, līdz punktam uz abscisu ass, kas atbilst n_{max} (skat. 4. att.), t.i., maksimālai pieļaujamai motora brīvgaitas griešanās frekvencei. To aprēķina atkarībā no dotās nominālās griešanās frekvences pēc sakarības

$n_{max}=(1,07...1,08)\cdot n_{nom}$. Starp griezes momentu M_e, motora jaudu N_e un griešanās frekvenci n pastāv šādas sakarības:

$$M_e = \frac{N_e}{\omega} = \frac{30 \cdot N_e}{\pi \cdot n} = 9.55 \cdot \frac{N_e}{n},$$

kur ω – kloķvārpstas leņķiskais ātrums.

Griezes momenta līkni $M_e = f(n)$, konstruē, aprēķinot tās atsevišķos punktus pēc formulas:

$$M_e = 9.55 \cdot \frac{N_e}{n},$$

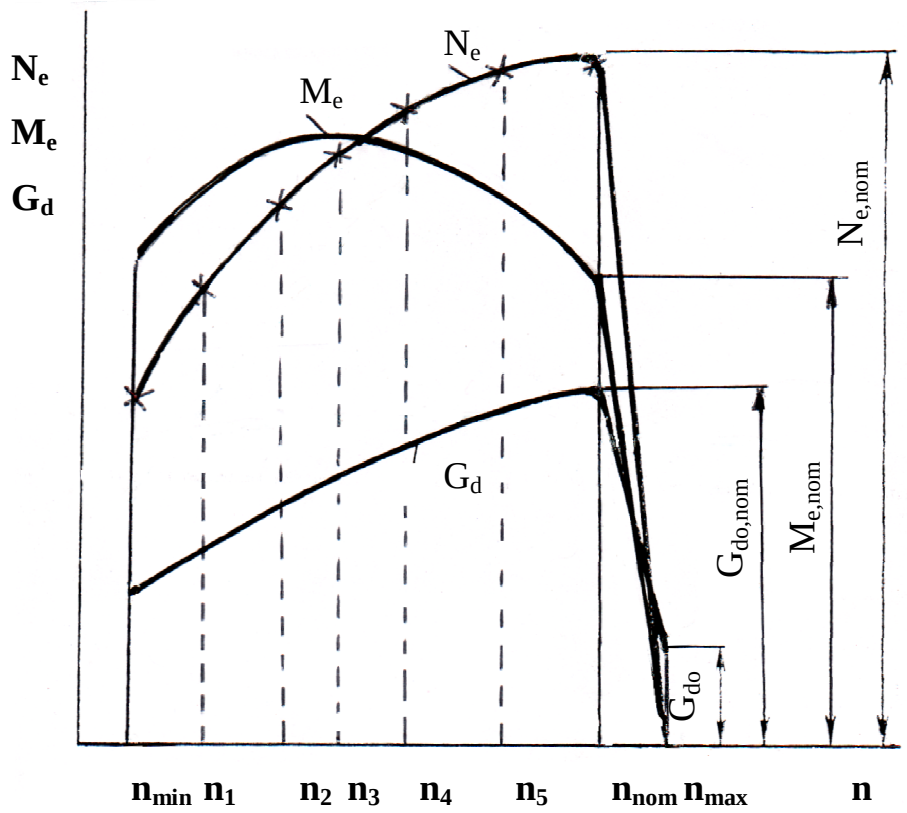
izmantojot jaudas līknes konstruēšanai iepriekš aprēķinātās N_e un atbilstošās n vērtības (6. tabula.).

Degvielas īpatpatēriņa līkni $g_e = f(n)$ konstruē, aprēķinot līknes atsevišķos punktus pēc formulas:

$$g_e = g_{e,nom} \cdot \left[c - d \cdot \frac{n}{n_{nom}} + \left(\frac{n}{n_{nom}} \right)^2 \right],$$

kur g_{nom} – nominālais degvielas īpatpatēriņš, g/kW·h, t.i., īpatpatēriņš pie nominālās jaudas (tas tiek dots tehniskajā uzdevumā vai arī to izvēlas pēc prototipa);

c un d – aprēķina koeficienti (5. tabula.).



4. att. Dīzeļmotora regulatora raksturlīkņu konstruēšana pēc empīriskām formulām.

Aprēķinātās g_e vērtības ieraksta 5. tabulā un tālāk izmanto G_d aprēķinam. Izmantojot iepriekš aprēķinātās N_e un g_e un tām atbilstošās n vērtības pēc šādas formulas aprēķinām degvielas masas patēriņu G_d, kg/h.

$$G_d = \frac{g_e \cdot N_e}{1000},$$

Līknes $G_d = f(n)$, regulatora zars ir taisne, kas savieno punktus $g_{e,nom}$ un $G_{do} = (0{,}25...0{,}30)\cdot G_{d,nom}$, kur G_{do} – degvielas masas patēriņš, motoram darbojoties brīvgaitā.

Aprēķinu rezultātus sakopo tabulā un pēc tam no tiem konstruē regulatora raksturlīknes (4. att.).

4.3. Dīzeļmotora regulatora raksturlīkņu pārveidošana funkcionālā atkarībā no griezes momenta

Dzenošais spēks P_{dz}, kas nodrošina traktora virzes kustību, būtībā ir grunts tangenciālā reakcija uz dzenošo riteni, kura rodas riteņa un grunts saķeres laukumā ritenim pieliktā dzenošā momenta M_{dz} darbības rezultātā. Savukārt, dzenošais moments ritenim tiek pievadīts no traktora motora cauri transmisijai, kurā pārvadāmais motora griezes moments, zobratu vai hidrostatiskā pārvada darbības rezultātā tiek pastiprināts proporcionāli summārajam transmisijas pārnesumskaitlim un mehāniskajam lietderības koeficientam.

$$M_{dz} = M_e \cdot i_T \cdot \eta_T = P_{dz} \cdot r_k,$$

kur r_k – dzenošā riteņa kinemātiskais rādiuss;

i_T – transmisijas pārnesumskaitlis;

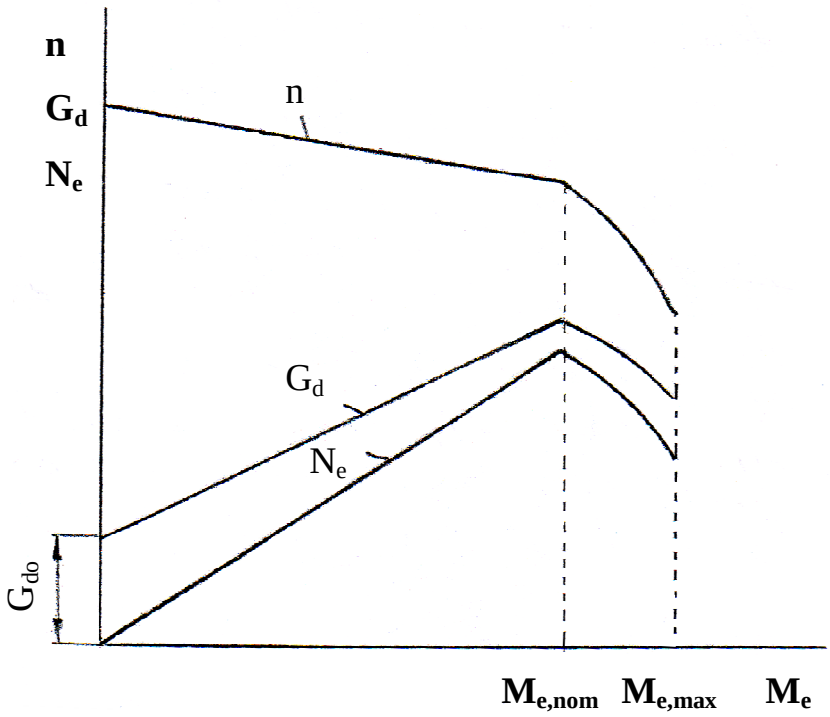
η_T – transmisijas lietderības koeficients.

No dotās sakarības dzenošais spēks katram konkrētam pārnesumam ir izsakāms ar motora efektīvā griezes momenta M_e reizinājumu ar kādu konstantu lielumu jeb mēroga koeficientu:

$$\mu_M = \frac{i_T \cdot \eta_T}{r_k},$$

Līdz ar to ir iespējams iepriekš uzzīmētās motora raksturlīknes M_e, N_e, $G_d = f(n)$, (3. un 4. att.) izmantot traktora vilces raksturlīkņu grafoanalītiskai konstruēšanai. Šim nolūkam nepieciešams ar vienu vai otru metodi konstruētās raksturlīknes (3. vai 4. att.) pārzīmēt uz A4 formāta lapas, pārliekot n, N_e un G_d līknes kā funkcijas no M_e. Tādejādi motora regulatora raksturlīknes iegūst izskatu, kāds parādīts 5. attēlā.

Iegūtās motora raksturlīknes n, N_e, $G_d = f(M_e)$ tālāk izmanto traktora vilces raksturlīkņu konstruēšanai.



5. att. Dīzeļmotora regulatora raksturlīknes kā funkcijas no efektīvā griezes momenta, n, N_e, $G_d = f(M_e)$.

Zīmējot raksturlīknes n, N_e, $G_d = f(N_e)$, atsevišķo līkņu mērogu skalu garumu ieteicams izvēlēties tā, lai zīmējums (skat. 7. att.) ietilptu ½ A4 formāta lapā. Tas dos iespēju tieši pārnest šīs līknes uz A3 formāta lapas vienas ceturtdaļas vilces raksturlīkņu konstruēšanai.

5. Traktora teorētisko vilces raksturlīkņu grafoanalītiska konstruēšana

5.1. Vispārīgie norādījumi līkņu konstruēšanai

Teorētiskās vilces raksturlīknes uzskatāmi parāda, kā traktoram strādājot ar uzkarināmu vai piekabināmu darba mašīnu uz noteikta fona lauka mainās traktora dzenošo riteņu (kāpurķēžu) buksēšana, traktora kustības ātrums, vilces jauda, vilces lietderības koeficients un degvielas patēriņš atkarībā no vilces pretestības spēka izmaiņām. Teorētiskās vilces raksturlīknes, atšķirībā no eksperimentālajām, konstruē grafoanalītiski, izmantojot iepriekšējos iedalījumos doto mainīgo parametru aprēķina metodiku. Raksturlīkņu konstruēšanas

grafoanalītiskā metode dod iespēju ērti ievērtēt vairāku vienlaicīgi mainīgu parametru ietekmi uz vilces jaudu un vilces lietderības koeficientu. Vilces jauda ir tieši proporcionāla vilces pretestības spēkam P_v un faktiskajam jeb īstenajam traktora kustības ātrumam v:

$$N_v = P_v \cdot v .$$

Īstenais kustības ātrums ir atkarīgs no teorētiskā kustības ātruma v_T un dzenošo riteņu buksēšanas δ:

$$v = v_T \cdot (1 - \delta) .$$

Teorētiskais kustības ātrums ir atkarīgs no transmisijas pārnesumskaitļa un motora kloķvārpstas griešanās frekvences, bet buksēšana δ ir atkarīga no dzenošo riteņu noslodzes, respektīvi, vilces pretestības spēka P_v izmaiņām. Analītiski ievērtēt minēto nepārtraukti mainīgo parametru ietekmi uz vilces jaudu ir sarežģīti, tādēļ šī darba izpildei tiek izmantota grafoanalītiskā metode.

Vilces raksturlīkņu v, N_v, G_d, g_v, δ, $\eta_v = f(P_v)$ vispārējs raksturojums tika dots 1. nodaļā un līkņu tipisks izskats traktora četriem darba pārnesumiem dots 1. attēlā.

Kursa darbā aprēķins jādod visiem pamata darba pārnesumiem (parasti 8 - 9), bet, lai raksturlīknes būtu labāk pārskatāmas, tās konstruē tikai 3 – 4 pārnesumiem, turklāt ieteicams tos izvēlēties nevis pēc kārtas, bet vienu izlaižot.

Vilces raksturlīkņu grafoanalītiskai konstruēšanai nepieciešama liela izmēra milimetra papīra loksne (vismaz A3 formātā), uz kuras iespējams uzzīmēt arī nepieciešamos palīggrafikus.

Uz A3 formāta papīra lapas apmēram tās centrā izvēlas koordinātu sākumpunktu O (skat. 7. att.) un caur to novelk taisnleņķa koordinātas, kuras papīra lapu sadala četros kvadrantos. Konstruējamās teorētiskās vilces raksturlīknes traktora trim pārnesumiem dotas 7. attēlā augšējā labajā kvadrantā.

Pārējos trīs kvadrantos parādīti palīggrafiki, kurus izmanto vilces raksturlīkņu konstruēšanai.

5.2. Regulatora raksturlīkņu pārnešana

Uz abscisu ass no izraudzītā koordinātu sākumpunkta O atliek N_e, n un G_d mēroga skalas. Uz ordinātu ass no punkta O uz leju atliek motora efektīvā griezes momenta M_e mēroga skalu. Mērogu skalu garumus izvēlas tādus pašus, kā iepriekš uzzīmētajām motora regulatora raksturlīknēm (5. att.), kas ļauj līknes tieši pārnest no 5. attēla uz 7. attēla apakšējo kreiso kvadrantu. Apakšējā kreisajā kvadrantā iezīmē 5. attēla dotās regulatora raksturlīknes, n, N_e, $G_d = f(M_e)$, kuras tika iepriekš konstruētas no līknēm, kas iegūtas pēc aprēķina metodes (4. att.) vai arī konstruētas pēc eksperimentālajām līknēm (3. att.). Apakšējā kreisajā kvadrantā iezīmētās motora regulatora raksturlīknes kalpo, kā izejas materiāls pārējo palīggrafiku un teorētisko vilces raksturlīkņu konstruēšanai.

5.3. Dzenošo spēku grafiku konstruēšana

No koordinātu sākumpunkta O uz abscisu ass pa labi konstruē traktora vilces spēka P_v, kN mēroga skalu, izvēloties skalas garumu atbilstoši iepriekš aprēķinātā nominālā vilces spēka $P_{v,nom}$ skaitliskai vērtībai.

No sākumpunkta O pa kreisi, izvēlētajā spēka P_v, kN mērogā atliek rites pretestības spēku P_f atbilstoši dotajam fonam iepriekš aprēķinātajai P_f skaitliskajai vērtībai, iegūstot citu koordinātu sākumpunktu O'. Tas nepieciešams dzenošo spēku P_{dz} grafiku konstruēšanai, jo traktora vilces bilance dotajam gadījumam (vienmērīga kustība pa horizontālu lauku) ir:

$$P_{dz} = P_v + P_f \text{ jeb } P_v = P_{dz} - P_f .$$

Līdz ar to vilces spēkam P_v un dzenošajam spēkam ir P_{dz} ir kopēja mēroga skala, kas dod iespēju konstruēt grafoanalītiski pārējās līknes.

Apakšējā labajā kvadrantā konstruē dzenošo spēku grafikus trim pārnesumiem $P_{dz1} = f(M_e)$, $P_{dz2} = f(M_e)$ un $P_{dz3} = f(M_e)$, aprēķinot tos pēc iepriekš 1. nodaļā dotās formulas:

$$P_{dz} = \frac{M_e \cdot i_T \cdot \eta_T}{r_k}.$$

Tā kā dotajam traktoram pie noteiktas slodzes var pieņemt i_T = const, η_T = const un r_k = const, tad šī P_{dz} aprēķina formula izsaka taisnes vienādojumu un dzenošo spēku P_{dz} grafiku konstruēšanai pietiek katram pārnesumam aprēķināt vienu P_{dz} vērtību, piemēram, pie $M_e = M_{nom}$. Meklētais grafiks ir taisnes, kas it caur aprēķināto punktu un koordinātu sākumpunktu O'.

5.4. Teorētisko ātrumu grafiku konstruēšana.

Augšējā kreisā kvadranta kreisā malā konstruē ātrumu v_T, km/h, skalu, izvēloties skalas garumu pēc maksimālā ātruma skaitliskās vērtības, kādu traktors attīsta ar augstāko no trim izvēlētajiem darba pārnesumiem. Tad šajā kvadrantā konstruē teorētisko ātrumu grafikus $v_{T1} = f(n)$, $v_{T2} = f(n)$ un $v_{T3} = f(n)$, aprēķinot attiecīgos ātrumus v_T, km/h pēc formulas:

$$v_T = \frac{0{,}377 \cdot r_d \cdot n}{i_T},$$

kur r_d – dzenošā riteņa dinamiskais rādiuss (skat. 3. 5. iedaļu);

i_T – transmisijas pārnesumskaitlis.

Pārnesumskaitļi i_T un dzenošo riteņu dinamiskais rādiuss r_d konkrētam traktoram strādājot uz dotā fona ir konstanti, līdz ar to teorētiskie ātrumi ir atkarīgi tikai no apgriezieniem un ātrumu grafikas $v_T = f(n)$ ir taisnes, kas iet caur koordinātu sākumpunktu O.

Tādēļ katras šo ātrumu grafikas konstruēšanai pietiek aprēķināt tikai vienu grafika punktu pie n = n_{nom} un novilkt taisni caur šo punktu un koordinātu sākumpunktu O (skat. 7. att.).

5.5. Buksēšanas līknes konstruēšana

Dzenošo riteņu buksēšanas līkne ir nepieciešama, lai konstruētu īsteno ātrumu līknes. Buksēšana praktiski ir atkarīga tikai no traktoram pieliktā vilces spēka P_v, tādēļ traktoram dotajos apstākļos neatkarīgi no ieslēgtā pārnesuma ir tikai viena buksēšanas līkne. Buksēšanas līkni $\delta = f(P_v)$ konstruē, aprēķinot buksēšanas koeficientu δ pie dažādām vilces spēka P_v vērtībām pēc šādas empīriskas formulas:

$$\delta = \frac{a \cdot \varphi_k}{1 - b \cdot \varphi_k^c},$$

kur $\varphi_k = P_v / P_\varphi = P_v / \varphi \cdot \lambda_k \cdot G$ - saķeres spēka izmantošanas koeficients, kas rāda, kādu daļu no saķeres spēka dotajos apstākļos izmanto vilces spēka iegūšanai;

a, b un c – eksperimentālie bezdimensiju koeficienti, kas atkarīgi no traktora tipa:

- riteņtraktoriem a = 0,246; b = 3,06; c = 8,
- kāpurķēžu traktoriem a = 0,033; b = 1,377; c = 2.

Atceramies, ka maksimālo dzenošo spēku, kādu traktors spēj attīstīt uz dotā augsnes fona, $P_{dz,max}$, limitē dzenošo riteņu vai kāpurķēžu saķeres spēks ar grunti:

$$P_{dz,\max} \le P_\varphi = \varphi \cdot \lambda_k \cdot G,$$

kur φ – saķeres koeficients;

λ_k – dzenošo riteņu noslodzes koeficients;

G – traktora svars.

Maksimālais vilces spēks, $P_{v,max}$, kādu traktors var attīstīt dotajos apstākļos ir mazāks par $P_{dz,max}$, jo daļu no jaudas traktors tērē pašpārvietošanos:

$$P_{v,\max} = P_{dz,\max} - P_f = \varphi \cdot \lambda_k \cdot G - f \cdot G = G \cdot (\varphi \cdot \lambda_k - f).$$

Pēc šīs sakarības aprēķinātā $P_{v,max}$ skaitliskā vērtība nosaka vilces spēka P_v mēroga skalas garumu. $P_{v,max}$ vērtību sadalām kādās desmit daļās un konstruējam P_v mēroga skalu grafiku lapā uz abscisu pa labi no sākumpunkta O. Otrā pusē aprēķinātos mērogu skalas punktus ierakstam buksēšanas līknes $\delta = f(P_v)$ aprēķinu tabulas pirmajā ailē (7. tabula.). Tabulas otrajā ailē, ieraksta aprēķinātās saķeres spēka izmantošanas koeficienta φ_k vērtības, bet trešajā ailē aprēķinātās buksēšanas koeficienta δ vērtības.

7. tabula

Dzenošo riteņu buksēšanas līknes aprēķina tabulas noformējums

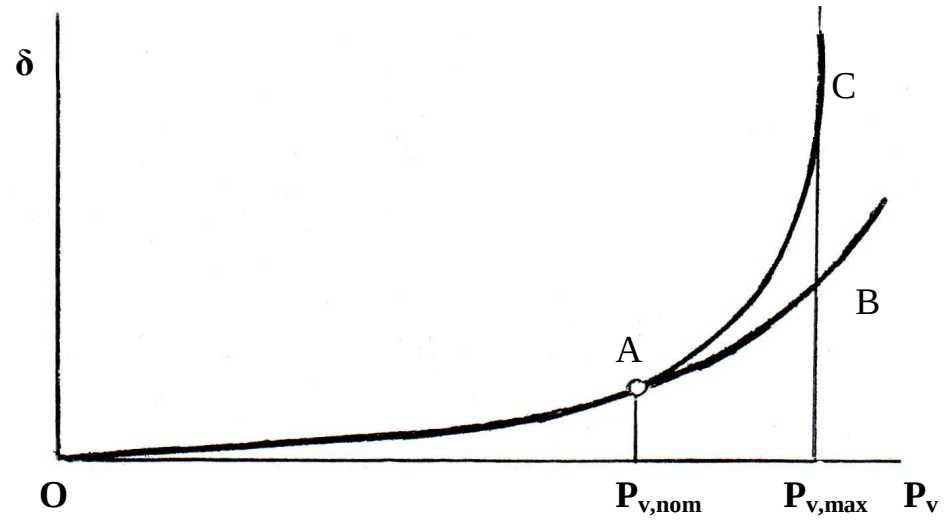
P_v, kN									
$\varphi_k = P_v / P_\varphi$									
δ									

Izmantojot aprēķinātos 7. tabulā apkopotos datus, uzzīmē buksēšanas līkni O-A-B (6. att.). Pēc dotās formulas aprēķinātā buksēšanas līkne posmā O-A pieaug lēni, gandrīz lineāri, bet sasniedzot punktu A, kas atbilst aptuveni nominālajam vilces spēkam, sāk pieaugt straujāk (posms A - B), bet ne tik strauji, kā tas notiek reālos apstākļos.

Reālos apstākļos, sasniedzot $P_{v,max}$, kura tālāko pieaugumu limitē saķeres spēks, respektīvi $P_{dz,\max} \le P_\varphi = \varphi \cdot \lambda_k \cdot G$, buksēšana sasniedz 100% un strauji pieaug, asimptotiski tuvojoties abscisu asij punktā $P_{v,max}$ novilktai perpendikulārai līnijai, kas raksturo 100% buksēšanu.

Pēc formulas izskaitļoto un konstruēto buksēšanas līkni koriģē, vadoties no projektējamā traktora prototipa (ar tādu pašu masu), izmēģinājumu rezultātā

uz analogas grunts iegūtām buksēšanas līknēm (2. pielikums). Līkni koriģē tā, lai pie $P_v = P_{v,nom}$ buksēšanas nepārsniegtu pieļaujamo (riteņtraktoriem uz blīvas grunts ne vairāk kā 10%, bet kāpurķēžu traktoram – 4%, bet uz irdenas grunts – nepārsniedz ne vairāk kā 20% un 15%), un pie $P_v = P_{v,max}$ buksēšana sasniedz 100% buksēšanas robežu. Tādējādi iegūstam reāliem apstākļiem vairāk atbilstošu un tālākiem aprēķiniem izmantojamu buksēšanas līkni O-A-C (6. att.).



6. att. Traktora dzenošo riteņu buksēšanas līknes koriģēšana.

Pēc koriģēšanas iegūto buksēšanas līkni $\delta = f(P_v)$ pārnes un iezīmē projekta lapas augšējā labajā kvadrantā (7. att.).

5.6. Īsteno ātrumu raksturlīkņu konstruēšana

Īsteno ātrumu raksturlīknes $v = f(P_v)$ un arī pārējās raksturlīknes, kuras raksturo traktora vilces īpašības konstruē projekta lapas augšējā labajā kvadrantā (7. att.). Šajā kvadrantā no sākumpunkta O pa ordinātu asi uz augšu atliek vilces jaudas skalu, bet buksēšanas, degvielas masas patēriņa un īpatpatēriņa skalas atliek šī kvadranta labajā pusē, lai zīmējums centrā netiktu pārblīvēts.

Īsteno ātrumu līknes konstruē grafoanalītiski. Īsteno ātrumu v, teorētisko ātrumu v_T un buksēšanu δ saista sakarība:

$$v = v_T \cdot (1 - \delta).$$

Ņemot vērā, ka v_T ir atkarīgs no motora kloķvārpstas griešanās frekvences n $v_T = 0{,}377 \cdot r_d \cdot n / i_T$, īstenā ātruma līknes v = *f*(P_v) konstruē grafoanalītiski, izmantojot iepriekš iegūtos palīggrafikus v_T = *f*(n) un buksēšanas līkni δ = *f*(P_v).

No dotās sakarības redzams, ka, ja buksēšanas nav, t.i. δ = 0, tad v = v_T, tādēļ īsteno ātrumu līkņu sākumpunktu atrod pārnesot ātruma vērtību $v_{T1,max}$ (punkts C_1 uz ātrumu skalas) uz augšējā labā kvadranta ordinātu asi (punkts C_2). No šī punkta tātad sākas īstenā ātruma līkne (7. att.).

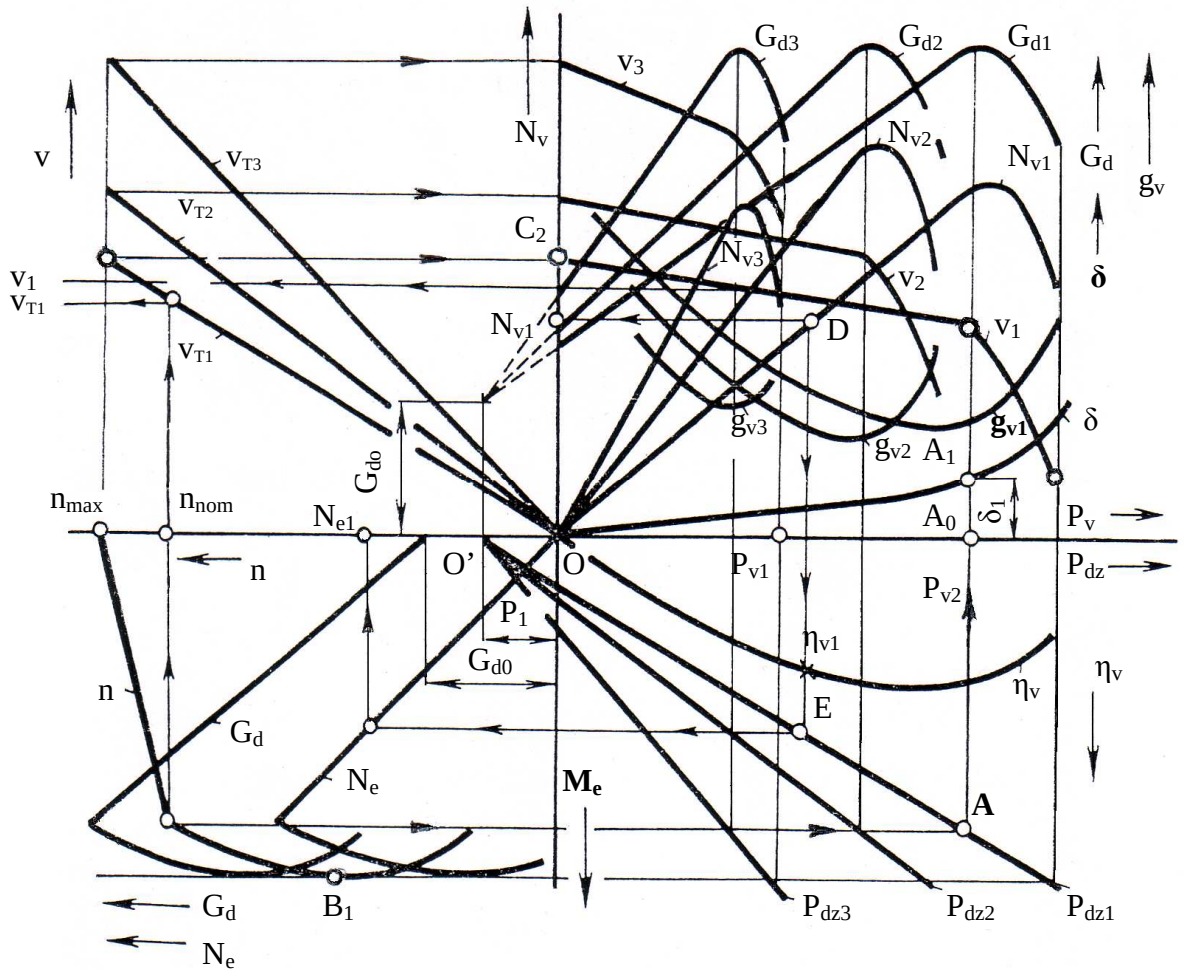
Diapazonā no n_{nom} līdz n_{max} motora apgriezieni mainās lineāri un nogrieznis n_{max} – B uz apgriezienu līknes n = *f*(M_e) ir taisne. Velkot palīglīniju paralēli abscisu asij, projicējam punktu B uz pirmā pārnesuma dzenošā spēka grafika P_{dz} = *f*(M_e), iegūstot punktu A.

Velkot perpendikuli no šī punkta A pret abscisu asi, iegūstam punktu A_o uz abscisu ass un punktu A_1 uz buksēšanas līknes. Starp punktiem A_o un A_1 ir ordinātas nogrieznis δ_1, kas raksturo buksēšanas lielumu pie slodzes P_{v2} atbilstoši punktam A_o. Buksēšanas koeficienta δ_1 skaitlisko vērtību nolasa uz buksēšanas koeficienta δ mēroga skalas un ievieto aprēķina formulā.

Projicējot punktu B no apgriezienu līknes n = *f*(M_e) uz pirmā teorētiskā ātruma grafiku, iegūstam punktu C. No šī punkta velkot taisni paralēli abscisu asij pret ātrumu skalu atrodam teorētisko ātrumu v'_{T1}, kas atbilst buksēšanas lielumam punktā A_1 uz buksēšanas līknes. Ievietojot atrastās skaitliskās vērtības δ_1 un v'_{T1} īstenā ātruma formulā varam aprēķināt ātruma līknes liekuma punktu A_2, līdz kuram līkne ir lineāra:

$$v_1 = v'_{T1} \cdot (1 - \delta_1).$$

Lai konstruētu ātruma līknes $v_1 = f(P_v)$ noliekto galu nepieciešams līdzīgā veidā aprēķināt vismaz vēl divu punktu ordinātas . Aprēķinam izvēlas punktu B_1 uz apgriezienu līknes $n = f(M_e)$ izliektās daļas izliekuma maksimuma un otru punktu apmēram vidū starp maksimuma punktu B_1 un punktu B. Uz apgriezienu līknes izvēloties punktus, līdzīgi kā iepriekšējā gadījumā projicē uz buksēšanas līknes, un ātruma v_{T1} grafika, atrodot atbilstošās punktu skaitliskās vērtības un pēc iepriekš dotās īstenā ātruma formulas aprēķinot īstenā ātruma līknes izliektās daļas galējo punktu A_3 un vēl vienu vidējo punktu. Caur šiem punktiem konstruē ātruma līknes noliekto daļu. Līdz ar to ir pilnībā iegūta īstenā ātruma līkne $v_1 = f(P_v)$.



7. att. Traktora teorētisko vilces raksturlīkņu grafoanalītiska konstruēšana.

Analogi konstruē īsteno ātruma līknes diviem pārējiem izvēlētajiem pārnesumiem $v_2 = f(P_v)$ un $v_3 = f(P_v)$.

5.7. Vilces jaudas līkņu konstruēšana

Vilces jauda ir tieši proporcionāla traktora attīstītajam vilces spēkam un īstenajam kustības ātrumam:

$$N_v = P_v \cdot v .$$

Ja $P_v = 0$, tad vilces jauda $N_v = 0$, t.i. vilces jaudas līknes iet caur koordinātu sākumpunktu O.

Vilces jaudas līknes attiecīgajiem pārnesumiem N_{v1}, N_{v2}, $N_{v3} = f(P_v)$ konstruē, aprēķinot līkņu punktu ordinātas atbilstošām P_v un v vērtībām pēc dotās N_v formulas.

Lai konstruētu vilces jaudas līkni traktoram strādājot, piemēram, ar pirmo ātrumu no punkta A_2 (7. att.) uz līknes $v_1 = f(P_v)$ novilkt vertikālu līniju pret abscisu asi un uz P_v mēroga skalas nolasa P_v vērtību, kas atbilst ātrumam šajā punktā. Ātruma vērtība šajā punktā jau ir zināma no iepriekšējā īstenā ātruma līknes aprēķina. Atrastās P_{v1} un v_1 vērtības ievietojot jaudas formulā aprēķinam vilces jaudas vērtību atbilstošajā punktā:

$$N_{v1} = P_{v1} \cdot v_1 .$$

Par cik ātruma līkne posmā no C_2 līdz A_2 ir lineāra, arī jaudas līkne no koordinātu sākumpunkta O līdz liekuma punktam ir lineāra. Tādēļ jaudas līknes konstruēšanai pietiek aprēķināt jaudas vērtības tikai trim iepriekš aprēķinātajiem ātruma līknes punktiem un izzīmēt jaudas līknes noliekto galu.

Analogi konstruē vilces jaudas līknes pārējiem diviem pārnesumiem $N_{v2} = f(P_v)$ un $N_{v3} = f(P_v)$.

5.8. Degvielas patēriņa līkņu konstruēšana

Degvielas masas patēriņa līknes $G_d = f(P_v)$ konstruē grafiski, pārnesot attiecīgo punktu ordinātas no regulatora raksturlīknes $G_d = f(M_e)$ (apakšējais kreisais kvadrants) uz augšējo labo kvadrantu. Grafiku $G_d = f(P_v)$ sākumpunktu nosaka koordinātas P_f un G_{do},

kur P_f – iepriekš aprēķinātais un projekta lapā iezīmētais rites pretestības spēks;

G_{do} – degvielas masas patēriņš motoram strādājot brīvgaitā. To nosaka no iepriekš aplūkotām motora regulatora raksturlīknēm, vai arī aprēķina pēc sakarības $G_{do} = (0{,}25...0{,}30)\cdot G_{d,nom}$.

Degvielas masas patēriņa līkņu maksimuma punktus izvieto tā, lai tie atrastos uz vertikālām līnijām, kas vilktas caur nominālā griezes momenta līnijas B – A krustpunktiem ar attiecīgajām dzenošo spēku P_{dz1}, P_{dz2} un P_{dz3} grafikām.

Degvielas vilces īpatpatēriņa līknes $g_v = f(P_v)$ attiecīgām vilces jaudām konstruē, aprēķinot atsevišķu punktu ordinātas g_{v1}, g_{v2} ..., g_{vi}, g/kWh, pēc šādas formulas:

$$g_{vi} = \frac{1000 \cdot G_{di}}{N_{vi}},$$

kur G_{di} – degvielas masas patēriņa vērtības, kg/h, ko nolasa no atsevišķiem brīvi izvēlētiem punktiem uz G_d grafika attiecīgajam pārnesumam;

N_{vi} – izvēlētajiem G_d atbilstošās vilces jaudas vērtības, kW, ko nolasa no attiecīgā pārnesuma vilces jaudas līknes.

5.9. Vilces lietderības koeficienta aprēķins

Traktora vilces lietderības koeficients η_v, strādājot ar dažādiem pārnesumiem, praktiski mainās ļoti maz, tādēļ, analizējot traktora vilces īpašības, pietiek ar vienu, visiem pārnesumiem kopīgu, vilces lietderības

koeficienta raksturlīkni $\eta_v = f(P_v)$. To konstruē zemākajam darba pārnesumam, līknes punktus aprēķinot pēc formulas:

$$\eta_v = \frac{N_{vi}}{N_{ei}},$$

kur N_{vi} – vilces jaudas vērtības atsevišķiem brīvi izvēlētiem punktiem, ko nolasa no N_{v1} līknes, izvēloties punktus N_{vi} vienmērīgi visā jaudas līknes garumā;

N_{ei} – izvēlētajiem N_{vi} punktiem atbilstošās efektīvās jaudas vērtības.

Tās atrod šādi. No izraudzītā punkta uz N_{v1} līknes (piemēram, punkts D) velk taisni paralēli ordinātu asij līdz krustojumam ar P_{dz1} grafiku (punkts E). No šī punkta velk taisni paralēli abscisu asij līdz krustojumam ar N_e līkni (punkts F) un nolasa šim punktam atbilstošo efektīvās jaudas N_{e1} vērtību uz jaudas skalas. Ievietojot atrastās N_{v1} un N_{e1} vērtības vilces lietderības koeficienta, aprēķina formulā izskaitļo atbilstošo η_{v1} vērtību. Šādi aprēķina η_v vērtības 8 ... 12 punktiem, kas ļauj pietiekoši precīzi konstruēt vilces lietderības koeficienta līkni.

Par cik augšējais kvadrants ir pieblīvēts ar līknēm, η_v līkni konstruē apakšējā labajā kvadrantā. Koeficienta η_v mēroga skalas garumu izvēlas tā, lai līkne $\eta_v = f(P_v)$ aizņemtu brīvo laukumu šajā kvadrantā (7. att.).

6. Vilces raksturlīkņu analīze

Iegūtās vilces raksturlīknes rāda, ka faktisko ātrumu vērtības, palielinoties vilces spēkam, pakāpeniski samazinās. Tas notiek tāpēc, ka, palielinoties traktora noslodzei, samazinās traktora motora griešanās frekvence un pieaug dzenošo riteņu buksēšana. Sasniedzot $P_{v,nom}$ vērtības, kas atbilst maksimālai vilces jaudai, ātrums strauji samazinās. Tas norāda, ka P_v tālāk palielinoties attiecīgā pārnesumā virs $P_{v,nom}$ līdz $P_{v,max}$ motors tiek pārslogots un tā griešanās frekvence strauji samazinās. Tādā gadījumā jāpāriet uz zemāku pārnesumu, jo

turpinot strādāt ar doto pārnesumu motora apgriezieni vēl vairāk samazināsies un motors noslāps.

No vilces aprēķina rezultātā iegūtām vilces jaudas līknēm redzam, ka, pieaugot vilces spēkam P_v, vilces jauda N_v katrā pārnesumā pieaug un pie P_v vērtībām, kas atbilst jaudai $N_{e,nom}$ pēc motora regulatora raksturlīknes, sasniedz maksimumu $N_{v,max}$. Tātad pirmā pārnesumā vilces jaudas līkne savu iespējamo maksimumu nesasniedz, jo pie $P_{v,nom}$ strauji pieaug buksēšana. Maksimālās jaudas samazināšanos, pārejot uz augstāku pārnesumu, var izskaidrot ar traktora rites pretestības palielināšanos, pieaugot kustības ātrumam.

Ja caur koordinātu sākumpunktu un visu konstruēto vilces jaudas raksturlīkņu maksimuma punktiem izvelk līkni, šīs līknes raksturam pilnībā jāatbilst iegūtajai vilces lietderības koeficienta līknei, respektīvi, šī līkne, ievērtējot noteiktu mēroga koeficientu, attēlo $\eta_v = f(P_v)$.

Degvielas masas patēriņš pieaug līdz ar vilces spēka palielināšanos un sasniedz savu maksimumu katrā pārnesumā pie atbilstošās maksimālās jaudas. Noslodzei vēl vairāk pieaugot, G_d samazinās, jo samazinās motora griešanās frekvence. Degvielas īpatpatēriņš tai pašā laikā samazinās un sasniedz minimumu apmēram pie maksimālās vilces jaudas atbilstoši katram pārnesumam, bet, noslodzei tālāk palielinoties, atkal strauji pieaug, jo pieaug buksēšanas zudumi. Tātad, lai traktoru efektīvi izmantotu, t.i., paveiktu vairāk darba ar mazāku degvielas patēriņu, agregāts jānokomplektē tā, lai pie izraudzītajiem tehnoloģiskajiem darba ātrumiem noslodze jebkurā no pārnesumiem būtu tuva vilces jaudas maksimumam. t.i., būtu augsts traktora vilces lietderības koeficients. Pēc iegūtajām vilces raksturlīknēm redzam, ka projektētajam traktoram dotos apstākļos optimālais vilces spēku diapazons ir ierobežots no P_{v1} līdz P_{v2}. Šajā diapazonā traktors strādā ar augstu vilces lietderības koeficientu. Ar traktoru agregatējamo darbmašīnu komplekts jāizvēlas tā, lai to summārā vilces pretestība atrastos optimālā vilces diapazona robežās.

Kursa darba slēdzienā studentam no iegūtajām vilces raksturlīknēm, dodot atbilstošu izvērtējumu, jānorāda sekojoši rezultāti:

- $P_{v,nom}$ un $P_{v,max}$ vērtības, kN un tām atbilstošo buksēšanas koeficienta δ_{nom} un δ_{max} vērtības simtdaļās un procentos;
- vilces spēku $P_{v,min}$ un $P_{v.max}$ skaitliskās vērtības un tām atbilstošās traktora dzenošā spēka $P_{dz,nom}$ un $P_{dz,max}$ skaitliskās vērtības, kN;
- norādīt iegūto maksimālo vilces lietderības koeficienta $\eta_{v,nom}$ vērtību un šai vērtībai atbilstošās vilces jaudas, kustības ātruma, buksēšanas, degvielas masas patēriņa un degvielas īpatpatēriņa vērtības;
- norādīt vilces lietderības koeficientu un tam atbilstošo vilces spēku optimālo diapazonu (šo lielumu optimālās robežvērtības);
- aprakstīt kādi paņēmieni varētu tikt pielietoti dotajam traktoram dzenošo riteņu buksēšanas samazināšanai, vilces lietderības koeficienta paaugstināšanai un vilces spēka palielināšanai;
- citi secinājumi pēc kursa darba autora ieskatiem.

Literatūra

1. J. Blīvis, V. Gulbis, J. Kažoks, G. Melgalvs. Traktori un automobīļi. konstrukcija un teorija. Rīga, Zvaigzne, 1988.;
2. J. Y. Wong. Theory of Graund Vehicles Third Editions. New York, 2001.;
3. V.Gulbis. Spēkratu teorija. Jelgava, LLU, 2007.

DLG-Data Sheet Tractors 2003

Massey Ferguson 8250 xtra

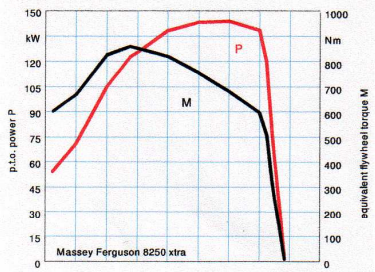
DLG-profi Test Issue No. 05/2003

Engine

SISU 634DWBAE, rated engine power 147 kW at 2200 min^{-1}, turbocharger, intercooler, 6 cylinder, capacity 7095 cm^3, bore 108 mm, stroke 134 mm, water cooled, viscous fan, average pressure 11,3 daN/cm^2, fuel tank capacity 410 l

Measurement at main power take off

	Rated engine speed 2200 min^{-1}	*Engine speed at max power 2000 min^{-1}*
Power	138,4 kW	143,6 kW
Fuel consumption	42,0 l/h	40,6 l/h
Specific fuel cons.	254 g/kWh	236 g/kWh

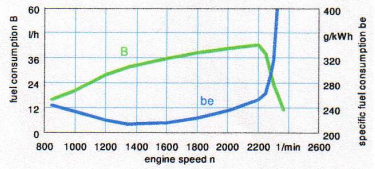


Average fuel consumption of

the 6 measurement points from the governor curve 26,5 l/h, 308 g/kWh

Equivalent flywheel torque

Max. torque 865 Nm at 1350 min^{-1}, torque increase 44 % at a speed drop of 39 %



Torque at engine speed 1000 min^{-1}

112 % rated to the torque at rated engine speed

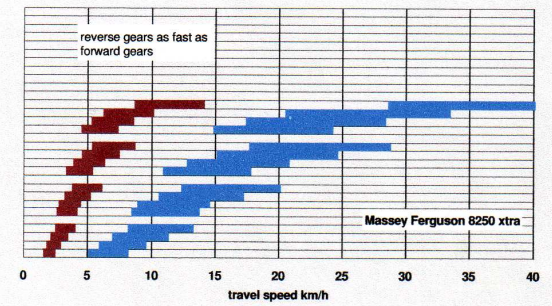
Power take off

Wet multi-disc clutch, electro-hydraulically operated by lever; 1 rear p.t.o., form 1, double shifting; changeable

Standard speed	540	540 E	1000	1000E
Engine speed	1440 min^{-1}	-	2090 min^{-1}	-

Gearbox

Wet multi-disc clutch, 32 forward, 32 reverse; selectable gearbox with 4 gears, power shifted; 1 range gearbox with 4 ranges, synchronised; 2 range gearboxes with 2 ranges, unsynchronised; shuttle gearbox, power shifted; 2 shift levers, 1 switch



Speed scheme arranged by groups, for every gear in the speed range from the engine speed at max. torque to the rated engine speed.

Drawbar power

Max. power 118,9 kW at 6,7 km/h and engine speed 1860 min^{-1}, at 267 g/kWh; at rated engine speed 112,1 kW at 8,1 km/h, at 305 g/kWh

Chassis

All wheel drive, central driving shaft with universal joints, wet multi-disc clutch, electro-hydraulically operated; front dog clutch differental lock, rear multi-plate differential, electro-hydraulically operated; hydro-pneumatically suspended front axle

Front	Tyre 600/65 R 28
Rear	Tyre 650/75 R 38

Brakes

Oil-immersed disc brake at the rear axle; automatic engagement of 4WD; maximum mean deceleration 4,6 m/s^2 at 40 daN applied pedal pressure

Cab

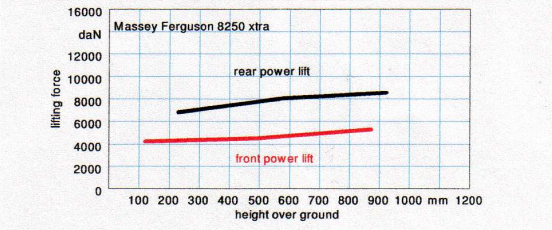
MF 5002, 2 doors, rear window tiltable, roof hatch, cooling water heat exchanger, air conditioner

Sound levels at drivers ear

	Unloaded	*Under load*
At 7.5km/h, nominal gear selected, all openings closed	72,5 dB(A)	76,0 dB(A)
Open	80,5 dB(A)	82,5 dB(A)
In loudest gear, all openings closed	73,0 dB(A)	76,5 dB(A)

Hydraulic system

Closed centre type; pressure and flow compensated system, power lift category 3, 2 external cylinders with 95 mm diameter, electronic lower link sensing, front power lift



Oil tapping port

Max flow rate 121,7 l/min; max. hydraulic power 32,1 kW at 170 bar and 113,2 l/min; max. pressure 195 bar; oil together with gear box with 135 l capacity, available to external cylinders 35 l

Masses/Axle load

Mass	*Test tractor*	*Permissable total mass*
Front	3640 kg	4600 kg
Rear	5145 kg	7400 kg
Total	8785 kg	12000 kg

Tractor mass to engine power ratio 60 kg/kW

Dimensions

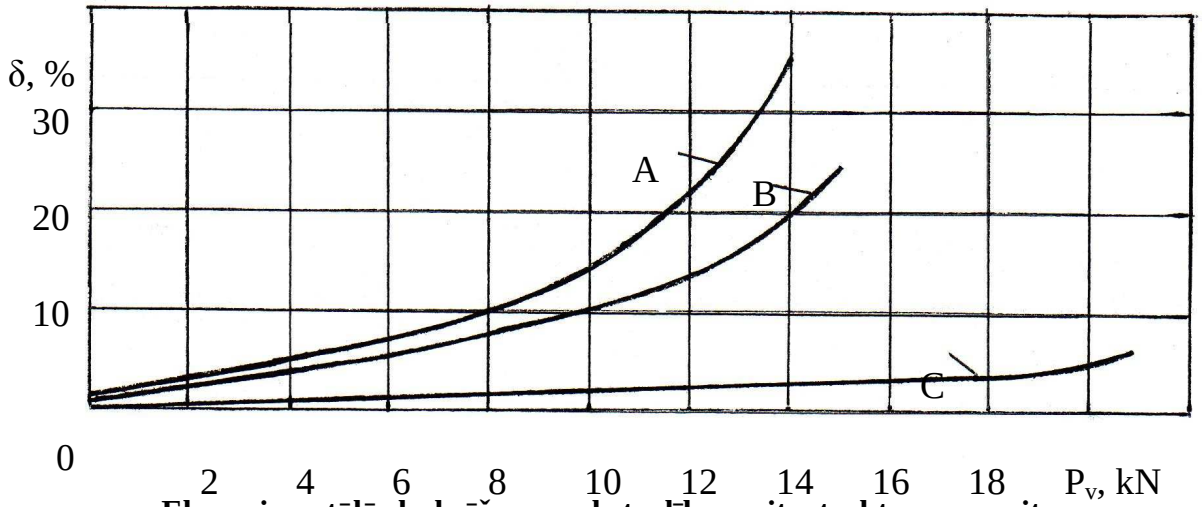
Width 2690 mm, length 5675 mm, height at top of exhaust silencer pipe 3055 mm, at cab 3070 mm, wheel base 3075 mm, distance from p.t.o. shaft end to trailer hitch 180 mm, distance from p.t.o. shaft end to lower link couplers 580 mm

Test centre
DLG-Prüfstelle für Landmaschinen

profi

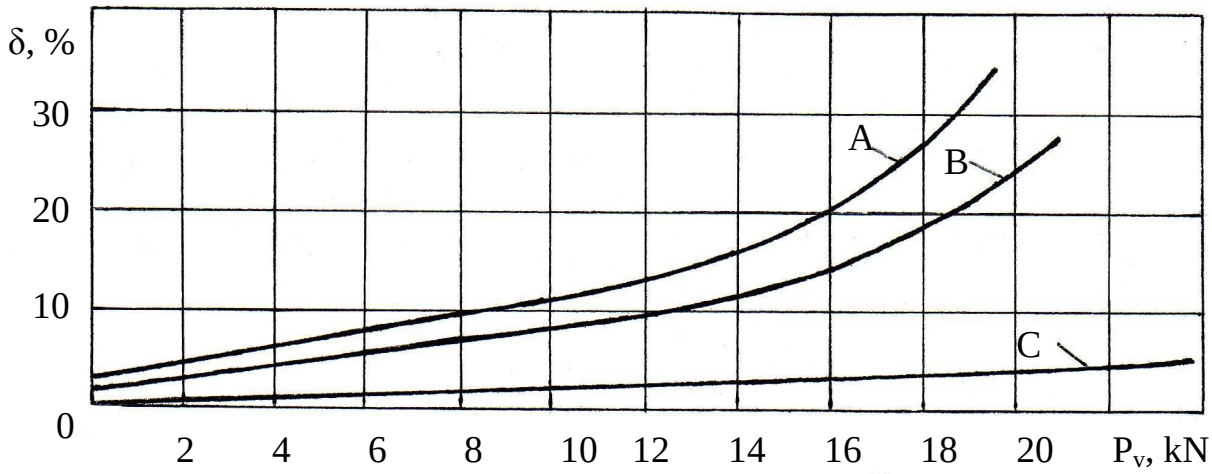
2. Pielikums

Traktora buksēšanas eksperimentālo raksturlīkņu piemēri.



Eksperimentālās buksēšanas raksturlīknes riteņtraktoram ar riteņa formulu 4 x 2 (MTZ - 80)

Grunts fons:	Traktora svars G = 36,0 kN
A – kultivēts lauks;	Saķeres svars G_φ = 24,1 kN
B – rugaine;	Priekšējās riepas 7 – 20”
C – asfaltēts ceļš.	Pakaļējas riepas 12 – 38”



Eksperimentālās buksēšanas raksturlīknes riteņtraktoram ar riteņa formulu 4 x 4 (MTZ - 82)

Grunts fons:	Traktora svars G = 38,0 kN
A – kultivēts lauks;	Saķeres svars G_φ = 24,0 kN
B – rugaine;	Priekšējās riepas 9,5– 24”
C – asfaltēts ceļš.	Pakaļējas riepas 12 – 38”