

Ն.Ա.ԲԱԶԻԿՅԱՆ

**ԱՎՏՈՄՈԲԻԼՆԵՐ
ԵՎ
ՏՐԱԿՏՈՐՆԵՐ**

ԵՐԵՎԱՆ 2015

ՀԱՅԱՍՏԱՆԻ ԱԶԳԱՅԻՆ ԱԳՐԱՐԱՅԻՆ ՀԱՄԱԼՍԱՐԱՆ

Ն.Ա.ԲԱԶԻԿՅԱՆ

ԱՎՏՈՄՈԲԻԼՆԵՐ
ԵՎ
ՏՐԱԿՏՈՐՆԵՐ

ՇԱՀԱԳՈՐԾԱԿԱՆ ՀԱՏԿԱՆԻՇՆԵՐԻ ՏԵՍՈՒԹՅՈՒՆ

ԵՐԵՎԱՆ
ՀԱԱՀ
2015

ՀՏԴ 631.3 (075.8)
ՊՄԴ 40.72 ց 73
Բ 164

Հաստատված է Հայաստանի ազգային ազրարային
համալսարանի գիտական խորհրդի կողմից

**Գրախոսներ՝
Ա.Մ.Եսոյան**

Հայաստանի ազգային ազրարային համալսարանի
«Գյուղմեքենաներ» ամբիոնի վարիչ, պրոֆեսոր

Ե.Վ.Վարդանյան

Ճարտարապետության և շինարարության Հայաս-
տանի ազգային համալսարանի պրոռեկտոր, տեխն.
գիտ. դոկտոր, դոցենտ

Գ.Վ.Մուսայելյան

Հայաստանի պետական ճարտարագիտական հա-
մալսարանի (Պոլիտեխնիկ) «Տրանսպորտային հա-
մակարգեր» ֆակուլտետի դեկան, դոցենտ

Ս.Ա.Զիրուխյան

Հայաստանի պետական ճարտարագիտական հա-
մալսարանի (Պոլիտեխնիկ) «Վերգետնյա տրանս-
պորտային միջոցներ» ամբիոնի վարիչ

Խմբագիր՝

բան. գիտ. թեկն. Մ.Ա.Խաչատրյան

ԲԱԶԻԿՅԱՆ Ն.Ա.

Բ 164

Ավտոմոբիլներ և տրակտորներ. շահագործական հատկանիշների
տեսություն: Բուհական դասագիրք - Եր.: ՀԱԱՀ, 2015 - 270 էջ:

Ներկայացված են ավտոմոբիլների և տրակտորների հիմնական շահա-
գործական հատկանիշներն ու դրանց գնահատման չափանիշները: Վերլուծված
է շահագործական հատկանիշների ազդեցությունը գյուղատնտեսական նշա-
նակության տրակտորների աշխատանքի տեխնոլոգիական ցուցանիշների վրա:
Տրված են ավտոմոբիլների և տրակտորների քարշային հաշվարկի մեթոդիկա-
ները, անհրաժեշտ տեղեկատվական նյութեր:

Դասագիրքը նախատեսված է «Գյուղատնտեսության մեքենայացում»,
«Փոխադրումների կազմակերպումը և կառավարումը ագրոպարենային համա-
կարգում», «Փոխադրումների և ճանապարհային երթևեկության կազմակեր-
պում ու կառավարում» մասնագիտությունների ուսանողների համար:

ՀՏԴ 631.3 (075.8)
ՊՄԴ 40.72 ց 73

ISBN 978-9939-54-795-4

© Ն.Ա. Բազիկյան, 2015

© Հայաստանի ազգային ազրարային համալսարան, 2015

ՆԵՐԱԾՈՒԹՅՈՒՆ

Ավտոմոբիլների և տրակտորների շահագործական հատկանիշների ուսումնասիրությունը «Ավտոմոբիլներ և տրակտորներ» առարկայի ուսումնասիրման երրորդ բաժինն է, և այն անհրաժեշտ է դրանք ընտրելու և շահագործման նպատակահարմարությունը գնահատելու համար:

Ավտոտրանսպորտային միջոցներն իրականացնում են ընդհանուր տրանսպորտային աշխատանքներ՝ ուղևորների և բեռների փոխադրումներ, իսկ գյուղատնտեսական նշանակության տրակտորները, գյուղատնտեսական մեքենաների հետ որպես քարշակներ ագրեգատավորվելիս, գյուղատնտեսական արտադրությանը բնորոշ բազմաթիվ տեխնոլոգիական գործընթացներ:

Շահագործման պայմանների բազմազանությամբ է պայմանավորված գյուղատնտեսական արտադրությունում ավտոտրանսպորտային միջոցների և տրակտորների լայն մասնագիտացումը: Դրանք տարբերվում են միմյանցից հատուկ շահագործական հատկանիշներով, որոնցից կախված է կոնկրետ աշխատանքի արդյունավետությունը:

Դասագրքում շարադրված են ավտոմոբիլների և տրակտորների հիմնական շահագործական հատկանիշները՝ քարշային և արգելակային դինամիկան, կայունությունը, վառելիքի շահավետությունը, էրգոնոմիկ բնույթը, ընթացքի սահունությունը, դարձի տեսությունը, անցանելիությունը և այլն, դրանց գնահատման չափանիշները:

Ավտոմոբիլների և տրակտորների տեսությունը որպես գիտություն ձևավորվել է ԽՍՀՄ գիտությունների ակադեմիայի ակադեմիկոս Ե.Ա. Չուդակովի, թղթակից անդամ Դ.Պ. Վելիկանովի, պրոֆեսորներ Գ.Վ. Զիմիլյովի, Ե.Դ. Լվովի և ուրիշների խորը, բազմակողմանի ուսումնասիրությունների արդյունքում: Առարկան մեր հանրապետությունում սկսել են դասավանդել 1942 թվականից, երբ Հայկական գյուղատնտեսական ինստիտուտում հիմնադրվեց գյուղատնտեսության մեքենայացման ֆակուլտետը: 1960-1990-ական թթ. «Ավտոմոբիլներ և տրակտորներ» ամբիոնի աշխատանքները դարձան առավել արդյունավետ շնորհիվ հանրապետության վաստակավոր ճարտարագետ, տեխն. գիտ. դոկտոր, պրոֆեսոր Հ.Վ. Մաքսապետյանի, ով ամբիոնի առաջատար

դասախոսն էր, գիտական աշխատանքների կազմակերպիչը և ղեկավարը:

Դասագիրքը կազմված է Հայաստանի ազգային ագրարային համալսարանի, Հայաստանի պետական ճարտարագիտական համալսարանի (Պոլիտեխնիկ), ճարտարապետության և շինարարության Հայաստանի ազգային համալսարանի «Գյուղատնտեսության մեքենայացում», «Գյուղատնտեսական մեքենաներ և սարքավորումներ», «Փոխադրումների կազմակերպումը և կառավարումը ագրոպարենային համակարգում», «Փոխադրումների և ճանապարհային երթևեկության կազմակերպում ու կառավարում» մասնագիտությունների ուսանողների համար ըստ գործող ուսումնական պլանների:

Հատուկ շնորհակալություն գրախոսներին աշխատանքի քննարկման ընթացքում ցուցաբերած օգնության և արժեքավոր դիտողությունների համար:

ԳԼՈՒԽ 1

ԱՎՏՈՍՈՒԹԻԼՆԵՐԻ ԵՎ ՏՐԱԿՏՈՐՆԵՐԻ ՏԵԽՆԻԿԱՇԱՐՊԱԳՈՐԾԱԿԱՆ ՀԱՏՎԱՆԻՇՆԵՐԸ

1.1. ԱՎՏՈՍՈՒԹԻԼՆԵՐԻ ԵՎ ՏՐԱԿՏՈՐՆԵՐԻ ԴԵՐԸ ՀՈՂԻ ԲԵՐՐԻՈՒԹՅԱՆ ԵՎ ԳՅՈՒՂԱՏՆՏԵՍԱԿԱՆ ՄՇԱԿԱԲՈՒՅՍԵՐԻ ԲԵՐՔԱՏՎՈՒԹՅԱՆ ԲԱՐՁՐԱՑՄԱՆ ԳՈՐԾՈՒՄ

Մեր հանրապետության պարենային ծրագրի արդյունավետ իրականացման համար վճռորոշ նախապայման է հողի բերրիության և գյուղատնտեսական մշակաբույսերի բերքատվության բարձրացումը:

Գյուղատնտեսական մշակաբույսերի բերքատվությունը կախված է հողի բերրիությունից, բնակլիմայական պայմաններից, մշակաբույսերի տեսակից և հողի մշակության գիտատեխնիկական հագեցվածությունից:

Պարարտանյութերի, քիմիկատների և անհրաժեշտ տեխնիկական միջոցների կիրառման դեպքում մեր հանրապետությունում կարելի է մեկ հառոզվող հողատարածքից ստանալ մինչև 5-6 տ ցորենի, 20-25 տ ծիրանի, 40-45 տ բանջարեղենի բերք: Այս թվերը կարող են աճել գյուղատնտեսական արտադրության ներուժը շարունակաբար զարգացնելու դեպքում:

Հողի բերրության և մշակաբույսերի բերքատվության վրա ավտոմոբիլների և տրակտորների դերը հստակեցնելու նպատակով նշենք, որ բուսաբուծության մեջ տրակտորների էներգածախսը 100 % ընդունելու պարագայում պարարտանյութերի ու քիմիկատների պատրաստման և հող ներմուծման աշխատանքները կկազմեն մոտ 30, մշակաբույսերի բերքահավաքի և հետբերքահավաքի աշխատանքները՝ 40-60, հիմնական և նախացանքային աշխատանքները՝ 15-35 %: Բացի այդ՝ տրակտորներն օգտագործվում են որպես տրանսպորտային միջոցներ կցորդներով կամ կիսակցորդներով ագրեգատավորված վիճակում, իսկ ավտոմոբիլներով փոխադրվում են պարարտանյութերը, քիմիկատները, բերքը, անասնակերը, վառելիքը, քսանյութերը, ուղևորները և անասունները:

Գյուղատնտեսական ինտենսիվ արտադրության պայմաններում նշված բոլոր աշխատանքները պետք է կատարել ագրոտեխնիկական

օպտիմալ ժամկետներում, առանց մեխանիզատորների թվի ավելացման: Միաժամանակ պետք է պահպանել ավտոմոբիլների և տրակտորների ռացիոնալ օգտագործման պահանջները: Դրանք են՝

- տրակտորները պետք է լինեն էներգահագեցած, այսինքն՝ ունենան տվյալ տարածքին բնորոշ ագրոտեխնիկական ժամանակահատվածում հիմնական գյուղատնտեսական աշխատանքների կատարման պահեստային հզորություն և պահանջվող շահագործական հատկանիշներ.

- տրակտորները պետք է կահավորված լինեն արագագործ և շահագործման տեսանկյունից հարմարավետ գյուղատնտեսական մեքենաների կցման և կախման, դիրքի կարգավորման սարքերով, որոնք, իրենց հերթին, յուրաքանչյուր տրակտորի համար ստեղծում են գյուղատնտեսական մեքենաների ու սարքերի հավաքածուն ամբողջությամբ օգտագործելու հնարավորություն.

- տնտեսությունը պետք է ունենա տրակտորների պահպանման, նորոգման և տեխնիկական սպասարկման շինություններ, ինչպես նաև յուրաքանչյուր 100 հա մշակովի հողատարածքի համար մինչև 0,6 կմ պինդ ծածկույթով ճանապարհներ.

- տնտեսությունները պետք է ունենան բարձրակարգ ճարտարագետներ և մեխանիզատորներ:

Թվարկված պահանջների ապահովման դեպքում 100 հա հողատարածքը կարող է մշակել մեկ մեխանիզատոր:

Երկրի պարենային ծրագրի հաջող իրականացման գործում մեծ դեր ունի նաև ավտոմոբիլային տրանսպորտը, որի ծախսերն էապես ազդում են գյուղատնտեսական արտադրության ինքնարժեքի վրա: Ավտոմոբիլային տրանսպորտի տեսակով, որակով և արտադրողականությամբ է պայմանավորված արտադրանքի ապրանքային վիճակը: Ըստ այդմ՝ գյուղատնտեսական նշանակության ավտոմոբիլներ արտադրող գործարաններին ներկայացվում են հետևյալ պահանջները.

ա) ստեղծել և արտադրել գյուղատնտեսական նշանակության մասնագիտացված ավտոմոբիլներ՝ իզոթերմիկ թափքով, ինքնաբարձունով կոնտեյներակիրներ (0,5-1,5 տ բեռնատարողությամբ), բարձր անցանելիության ավտոբուսներ.

բ) բարելավել գյուղատնտեսական նշանակության ավտոմոբիլային պարկի ստրուկտուրան՝ ավելացնելով տարբեր բեռնատարողությամբ ավտոմոբիլների և ավտոգնացքների քանակը.

գ) վառելիքի շահավետության բարձրացման նպատակով բարելավել ավտոմոբիլի կառուցվածքը, նվազեցնել անրողինամիկ և գլորման դիմադրությունները: Ավտոմոբիլներում տեղակայել դիզելային շարժիչներ, աստիճանաբար անցնել գազային և սինթետիկ վառելիանյութերի:

Ավտոմոբիլների և տրակտորների էներգահագեցվածության բարձրացման ուղղությամբ կատարված գիտահետազոտական աշխատանքները հանգեցրել են շարժման մեջ փոխանցումների փոփոխումով և հիդրոհաղորդակով տրանսմիսիաների կիրառման, ընթացքի սահունության և քարշապրագային հատկանիշների բարելավման, որոնք, սակայն, բացասաբար են անդրադառնում տրակտորների և ավտոմոբիլների ագրոտեխնիկական և էկոլոգիական հատկանիշների վրա, մեծացնում են ընթացային մասով հողի վրա ճնշումը, տեղապտույտը, նվազեցնում վառելիքի շահավետությունը: Արդյունքում՝ կիրառվում են տրակտորների և ավտոմոբիլների աշխատանքը պայմանավորող ագրեգատների ու համակարգերի գործունեության՝ շարժիչի աշխատանքային ռեժիմի, շարժման արագության, կայունության, թափառքի և արգելակման գործողությունների ավտոմատ կառավարման համակարգեր:

Ավտոմոբիլների և տրակտորների բացասական ազդեցությունը մշակաբույսերի բերքատվության վրա կարելի է վերացնել՝ պայքարելով հողերի պնդացման, մեխանիկական էրոզիայի դեմ, նվազեցնելով անիվների և թրթուրների հետքերի քանակը: Գոյություն ունեն այս խնդրի լուծման հետևյալ եղանակները.

1. բազմակամրջակ ագրեգատների կիրառում.

2. կախված և կցված գյուղատնտեսական մեքենաների անիվներին տրակտորի հզորության անջատման լիսեռից պտտող մոմենտի հաղորդում.

3. կամրջային էներգետիկական համակարգով գործող, նույն անվահետքերն ունեցող կամրջակներով գյուղատնտեսական ինքնագնաց մեքենաների ստեղծում.

4. հողի վրա ճնշումը նվազեցնող հատուկ հենարանային և շարժման համակարգերի ստեղծում (պնևմաթրթուրներ, ճնշման կարգավորումով լայնապրոֆիլ պնևմադղեր և այլն):

Գյուղատնտեսական մեքենաների կառուցվածքի բարելավումը ստուգման և ահագանգման սարքերի, ագրեգատների և մեխանիզմների

գործունեությունը ավտոմատ կառավարող համակարգերի կիրառմամբ, հանգեցնում է դրանց անմերժ աշխատանքի հավանականության բարձրացման: Հետևաբար՝ ավտոմոբիլների և տրակտորների բարձր արտադրողականությունն ապահովելու համար դրանց հուսալիությունը դառնում է առաջնահերթ շահագործական հատկանիշ: Շահագործման հուսալիության բարձրացման աշխատանքներում էական կարող է լինել ոչ միայն ավտոմոբիլների և տրակտորների տեխնոլոգիական որակի բարձրացումը, այլ նաև մեխանիզատորներին ու վարորդներին դրանց շահագործման, ինչպես նաև նորոգման առաջնակարգ եղանակների ուսուցանումը:

1.2. ԱՎՏՈՏՐԱՆՄՈՐՏԱՅԻՆ ՄԻՋՈՑՆԵՐԻ ԵՎ ՏՐԱՎՏՈՐՆԵՐԻ ՀԻՄՆԱԿԱՆ ՇԱՀԱԳՈՐԾԱԿԱՆ ՀԱՏԿԱՆԻՇՆԵՐԸ

Ավտոմոբիլները և տրակտորները ինքնագնաց էներգետիկ, տրանսպորտային միջոցներ են, որոնք օգտագործվում են գյուղատնտեսական արտադրության մեջ, տեխնոլոգիական գործընթացների համակողմանի մեքենայացման, ինչպես նաև բեռների և ուղևորների փոխադրման աշխատանքներում:

Շահագործական հատկանիշը բնութագրում է ավտոմոբիլը և տրակտորը այս կամ այն կողմից, արտահայտվում է նույն դասի ու նշանակության այլ ավտոմոբիլների և տրակտորների հետ համեմատության ժամանակ, գնահատվում գիտականորեն հիմնավորված չափանիշներով:

Գյուղատնտեսական նշանակության տրակտորները և ավտոմոբիլները պետք է ունենան գյուղատնտեսական արտադրությանը, փոխադրվող բեռներին և ճանապարհային պայմաններին բնորոշ շահագործական հատկանիշներ, որոնք ներկայացված են ստորև:

1. *էներգահագեցվածություն*, որի գնահատման չափանիշն է էներգահագեցվածության գործակիցը՝

$$\Theta = \frac{N_e}{G}$$

որտեղ N_e -ն շարժիչի արդյունավետ հզորությունն է, G -ն՝ տրակտորի կամ ավտոմոբիլի ընդհանուր կշիռը:

Այս շահագործական հատկանիշի լրիվ օգտագործման գնահատման չափանիշ կարող է լինել ավտոմոբիլների բեռնատարողության լրիվ օգտագործումը, իսկ տրակտորների դեպքում՝ գյուղատնտեսական մեքենաների և սարքավորումների լրիվ հավաքածուն:

2. *Քարշային և կցման շահագործական հատկանիշ.* գնահատման չափանիշներն են տանող անվի վրա ազդող շոշափող ուժը՝ P_k -ն, տանող անիվների և ճանապարհի կցման գործակիցը՝ φ -ն, գլորման դիմադրության գործակիցը՝ f -ն, տեղապտույտի գործակիցը՝ δ -ն, ընթացային մասի օգտակար գործողության գործակիցը՝ η -ն:

3. *Կառավարելիություն.* ավտոմոբիլի և տրակտորի շարժման ուղղությունը փոխելու՝ արգելքները շրջանցելու, մանևրելու ունակությունն է: Այս հատկանիշի գնահատման չափանիշն է շրջադարձի նվազագույն շառավիղը՝ R_{min} -ը, մ:

4. *Կայունություն.* տրակտորների և ավտոմոբիլների տեսության մեջ դիտարկվում է՝

ա) կողաշրջման նկատմամբ, որի գնահատման չափանիշներն են տեղանքի լայնական և երկայնական թեքության սահմանային անկյունները, որոնց դեպքում ավտոմոբիլները և տրակտորները կարող են շարժվել առանց կողաշրջման:

բ) իբրև առաջադրված շարժման հետագծի պահպանման կայունություն, որի գնահատման չափանիշն է շարժման սահմանային՝ կրիտիկական արագությունը՝ V_{kp} -ն, որով ավտոմոբիլը կամ տրակտորը կարող է շարժվել առաջադրված հետագծով:

5. *Արգելակային և թափառքի շահագործական հատկանիշ.* գնահատման չափանիշներն են արգելակման ընդհանուր ճանապարհը՝ S -ը, դանդաղեցումը արգելակման ժամանակ՝ j_T -ն, արագացումը՝ j -ն, թափառքի ժամանակը՝ t_p -ն և թափառքի ճանապարհը՝ S_p -ն:

6. *Ընթացքի սահունություն.* գնահատման չափանիշներն են ավտոմոբիլի և տրակտորի տատանումների ուղղաձիգ տեղափոխությունը՝ Z -ը և արագացումն այդ նույն առանցքով՝ \ddot{Z} -ը:

7. *Անցանելիություն.* գնահատման չափանիշները պայմանակաճորեն բաժանվում են խմբերի՝

ա) անցանելիության կառուցվածքային ճանապարհային չափանիշներ՝ անցանելիության առջևի a_n և հետևի a_3 անկյունները, ճանա-

պարհային h_e բացակը անցանելիության երկայնական R_{np} և լայնական R_{no} շառավիղները:

բ) հենարանային և ագրոեկոլոգիական չափանիշներ՝ հողի վրա ընթացային մասով P ճնշումը, անվահետքի h_k խորությունը, հողի պնդացումը (խտությունը):

8. *Վառելիքի շահավետություն*. ավտոմոբիլների համար վառելիքի Q_s ստուգողական ծախսն է, 100 կմ վազքի դեպքում անհրաժեշտ վառելիքի քանակը լիտրերով, $\frac{L}{100 \text{ կմ}}$:

Տրակտորների վառելիքի շահավետության գնահատման չափանիշ կարող են լինել շարժիչի վառելիքի ժամային ծախսը՝ Q_v -ն, կգ/ժամ, և հեկտարային ծախսը՝ Q_{ca} -ն, կգ/հա:

9. *Չուսալիություն*. տրակտորի և ավտոմոբիլի ագրեգատների, համակարգերի, հանգույցների և մեքենամասերի անմերժ աշխատանքի հավանականությունն է՝ կախված ժամանակից կամ կատարված վազքից, $P(x)$:

10. *Նորոգման հարմարավետություն*. գնահատման չափանիշներն են տեխնիկական սպասարկումների և ընթացիկ նորոգումների պարբերականությունը՝ L -ը, կմ, հիմնանորոգման հարմարավետությունը և պահպանման եղանակը:

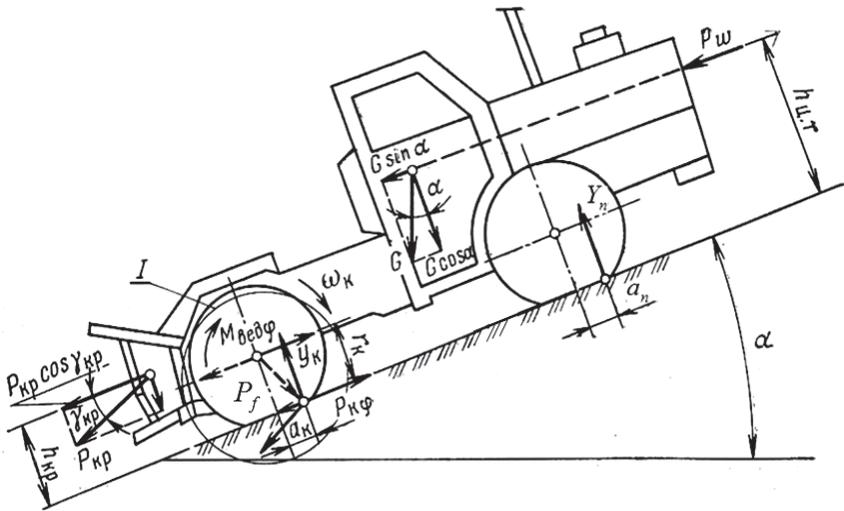
Առարկայի ուսումնասիրման նպատակն է ծանոթանալ ավտոմոբիլների և տրակտորների թվարկված շահագործական հատկանիշների գնահատման չափանիշների որոշման տեսական և գիտափորձնական եղանակներին:

ԳԼՈՒԽ 2

ԱՎՏՈՄՈՒԲԻԼՆԵՐԻ ԵՎ ՏՐԱԿՏՈՐՆԵՐԻ ՀԱՐԺԱՆ ԸՆԴՀԱՆՈՒՐ ՕՐԵՆՔՆԵՐԸ

2.1. ԱՎՏՈՄՈՒԲԻԼԻ ԵՎ ՏՐԱԿՏՈՐԻ ՎՐԱ ԱՁԴՈՂ ԱՐՏԱՔԻՆ ՈՒԺԵՐԸ, ԴՐԱՆՑ ԲՆՈՒՅՈՒՆ ՈՒ ՈՐՈՇՄԱՆ ՄԵԹՈԴԻԿԱԼ

Ավտոմոբիլի վրա ազդող արտաքին ուժերը որոշելու համար վերլուծվում է շարժման առավել ընդհանուր դեպքը, երբ ավտոմոբիլը կամ տրակտորը շարժվում են ճանապարհի a երկայնական թեքությամբ տեղամասում դեպի վեր:



Նկ.1. Ավտոմոբիլի և տրակտորի վրա ազդող արտաքին ուժերի սխեման:

Այս դեպքում ավտոմոբիլի և տրակտորի վրա ազդում են հետևյալ ուժերն ու մոմենտները (Նկ.1).

- ավտոմոբիլի կամ տրակտորի G ծանրության ուժ, որի կիրառման կետը մեքենայի ծանրության կենտրոնն է: Գործնական խնդիրներ լուծելիս նպատակահարմար է այն ներկայացնել երկու բաղադրիչով՝ նորմալ ճանապարհի հարթությանն ուղղահայաց ($G \cos \alpha$) և զուգահեռ ($G \sin \alpha$): Կշռի $G \sin \alpha$ բաղադրիչը ավտոմոբիլների և տրակտորների

տեսությունում անվանում են վերելքի հաղթահարման ուժ՝ $P_i = \pm G \sin \alpha$: Այն ունի դրական նշան, եթե ավտոմոբիլը կամ տրակտորը շարժվում է վերելքով, և բացասական նշան, եթե շարժվում է վայրէջքով:

- *Օդի (միջավայրի) դիմադրության ուժ*. որոշվում է հետևյալ բանաձևով.

$$P_w = KF\rho V^2, \quad (1)$$

որտեղ K -ն շրջահոսելիության գործակիցն է, u .վ²/մ⁴ (մարդատար ավտոմոբիլների համար $K=0,1-0,2$, բեռնատարների և ավտոբուսների համար $K=0,4-0,5$), F -ը՝ ավտոմոբիլի ճակատային կտրվածքի մակերեսը (մարդատար ավտոմոբիլների համար $F=0,8HB$, մ²), B -ն՝ ավտոմոբիլի առջևի անվահետքերի հեռավորությունը, H -ը՝ գաբարիտային բարձրությունը (բեռնատար ավտոմոբիլի համար $F=HB$, մ²), ρ -ն՝ օդի խտությունը (0 °C-ում $\rho = 0,123$, կգ/մ³), V -ն՝ ավտոմոբիլի շարժման արագությունը:

Համեմատաբար փոքր արագություններով շարժվող տրակտորների համար օդի դիմադրության ուժը այլ ուժերի համեմատությամբ շատ փոքր է, այդ պատճառով էլ տրակտորների տեսությունում այս ուժը հաշվի չի առնվում:

P_w ուժը բերվում է ավտոմոբիլի ծանրության կենտրոնի վրա և ընդունվում, որ ուղղված է շարժմանը հակառակ ուղղությամբ:

- *Գլորման P_f դիմադրության ուժ*. բոլոր անիվների գլորման դիմադրության ուժերի գումարն է:

$$P_f = G_{k1}f_1 + G_{k2}f_2 + G_{n1}f_3 + G_{n2}f_4, \quad (2)$$

որտեղ k ինդեքսով տրված են տանող անիվների վրա ուղղահայաց բեռնվածքները, իսկ n ինդեքսով՝ տարվող անիվների վրա ուղղահայաց բեռնվածքները, $f_1 \dots f_4$ -ը գլորման դիմադրության գործակցի արժեքներն են:

Կարելի է ընդունել, որ ավտոմոբիլի բոլոր անիվները գտնվում են միևնույն ճանապարհային պայմաններում՝ $f_1 = f_2 = \dots = f$, իսկ $G_{ki} + G_{ni} = G \cos \alpha$, արդյունքում՝ գլորման դիմադրության ուժը կլինի՝

$$P_f = fG \cos \alpha: \quad (3)$$

f -ը, կախված ճանապարհային պայմաններից, կարող է ունենալ տարբեր թվային արժեքներ, ասֆալտապատ ճանապարհների համար այն փոփոխվում է $f = 0,018-0,02$ սահմաններում: Այս ուժը բերվում է տանող անվի և գետնի հպման՝ անվահետքի հարթության վրա, հակառակ է ուղղված շարժմանը:

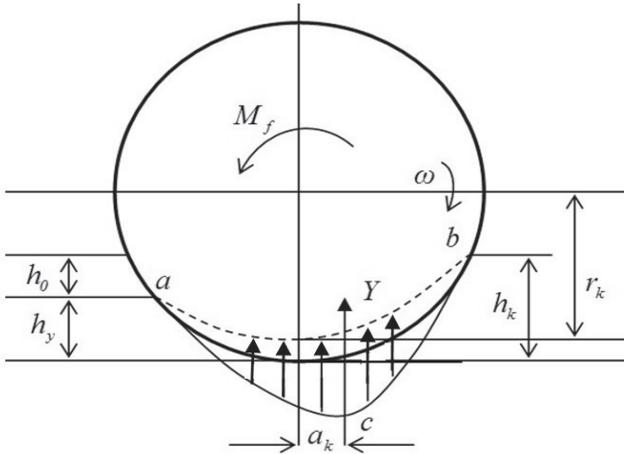
Ավտոմոբիլների տեսությունում $P_f + P_i$ գումարային ուժը կոչվում է ճանապարհային դիմադրությունների բերված ուժ՝

$$P_f + P_i = P_\psi, \quad P_\psi = fG_1 \cos \alpha \pm G \sin \alpha = G(f \cos \alpha \pm \sin \alpha):$$

Նշանակենք $(f \cos \alpha \pm \sin \alpha) = \psi$ և անվանենք այն ճանապարհային դիմադրությունների գործակից, որը հաշվի է առնում ճանապարհի ծածկույթի վիճակը՝ f -ը, և երկայնական թեքության անկյունը՝ α -ն: Չետևաբար՝ ճանապարհային դիմադրությունների բերված ուժը կլինի՝

$$P_\psi = G \cdot \psi : \quad (4)$$

• *Գետնից անհիվներից նորմալ հակազդումներ՝ Y_k, Y_n .* դրանց բնույթը պարզելու համար վերլուծենք առածգական անվադողի և դեֆորմացվող հիմքի փոխազդեցությունը (նկ. 2):



Նկ. 2. Առանձգական անվադողի և դեֆորմացվող հիմքի փոխազդեցության սխեման:

Ըստ սխեմայի՝ h_k -ն անվահետքի խորությունն է, h_y -ը՝ հողի առաձգականությամբ պայմանավորված դեֆորմացիայի վերականգնման չափը, h_0 -ն՝ հողի մնացորդային դեֆորմացիայի չափը, r_k -ն՝ անվի գլորման շառավիղը:

Այս դեպքում գետնից անվին նորմալ հակազդումը կունենա բաշխված բեռի տեսք՝ կազմված ab աղեղով $\vec{ab} \cdot B = S_{\text{on}}$ հենարանային մակերեսից, որտեղ B -ն անվի պրոֆիլի լայնությունն է:

Փորձը ցույց է տալիս, որ անվին գետնից նորմալ տարրական հակազդման բաշխման օրինաչափությունը պարաբոլ է՝ C գագաթով: Ընդունվում է, որ նորմալ հակազդումը կարելի է ներկայացնել մեկ ընդհանուր ուղղահայաց համազորով՝ Y -ով, որն անցնում է C կետով և շեղված է անվի ուղղահայաց առանցքի նկատմամբ շարժման ուղղության a չափով, որն իր հերթին կախված է անվի և գետնի առաձգական ու մեղմիչ (ռուս. демпфирующий) հատկություններից: Այնհայտ է, որ գետնից անվին նորմալ հակազդումն առաջացնում է անվի գլորմանը դիմադրող մոմենտ՝ $M_f = Y \cdot a$: Այն հաշվի առնող նորմալ հակազդումները ցույց են տրված նկար 1-ում:

• *Տանող մոմենտ*՝ $M_{\text{вэд}}$. շարժիչից տրանսմիսիայի միջոցով տանող անիվներին փոխանցվող մոմենտն է, որոշվում է հետևյալ բանաձևով.

$$M_{\text{вэд}} = M_e \cdot i_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{тр}}, \quad (5)$$

որտեղ M_e -ն շարժիչի ծնկաձև լիսեռի վրա գործող պտտող մոմենտն է, $i_{\text{тр}}$ -ն՝ տրանսմիսիայի փոխանցման թիվը, $\eta_{\text{тр}}$ -ն՝ տրանսմիսիայի օգտակար գործողության գործակիցը:

Մոմենտն առաջացնում է շոշափող քարշիչ ուժ՝ P_k , որն ազդում է անվի և գետնի հպման հարթության վրա շարժման ուղղությամբ՝

$$P_k = \frac{M_{\text{вэд}}}{r_k} = \frac{M_e \cdot i_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{тр}}}{r_k}: \quad (6)$$

Ավտոմոբիլային պնևմատիկների համար տարբերում են շառավղի մի քանի հասկացություն՝

- դողի ազատ շառավիղ՝ r_c . դադարի մեջ գտնվող և առանց ուղղաձիգ բեռնվածքի դողի շառավիղն է, որը կարելի է ընդունել հաստատուն.

- ստատիկ շառավիղ՝ r_{CT} , որը բեռնված անվի կենտրոնի հեռավորությունն է հենման հարթությունից.
- դինամիկ շարավիղ՝ r_{Δ} , որը շարժվող անվի պտտման առանցքի հեռավորությունն է երկայնական գունարային հակազդման կիրառման կետից.
- գլորման (կինեմատիկական) շառավիղ՝ r_k . այն դողի շառավիղն է, որը գտնվում է շարժման մեջ ուղղաձիգ բեռնվածքով, կա սահք և տեղապտույտ:

Նշված շառավիղների միջև գոյություն ունի առնչություն՝

$$r_{CT} > r_{\Delta} > r_k:$$

Շոշափող քարշիչ ուժի առավելագույն արժեքը սահմանափակվում է կցման ուժով՝

$$P_{k \max} \leq G_k \varphi \quad \text{կամ} \quad P_{k \max} \leq Y_k \varphi,$$

որտեղ G_k -ն տանող անվի ուղղաձիգ բեռնվածքն է, Y_k -ն՝ գետնից տանող անվին նորմալ հակազդումը, φ -ը՝ կցման գործակիցը, որն ունի թվային արժեքներ՝ $\varphi = 0,7-0,8$ - չոր ասֆալտապատ ճանապարհների համար, $\varphi = 0,5-0,65$ - չոր գրունտային ճանապարհների համար, $\varphi = 0,3-0,35$ - ձյունածածկ ճանապարհների համար: Եթե խախտվի $P_{k \max} > P_{\varphi}$ պայմանը, ապա տեղի կունենա տանող անվի տեղապտույտ:

- Ավտոմոբիլի վրա ազդող ուժերից են *կցորդի դինադրության ուժը*՝ P_{np} -ն, իսկ տրակտորի վրա՝ *ճարմանդային ուժը*՝ P_{kp} : Ընդհանուր առմամբ՝ կցորդի դինադրության ուժը որոշվում է որպես ճանապարհային դինադրության ուժ՝ $P_{np} = G_{np} \cdot \psi$, իսկ տրակտորների դեպքում՝ ճարմանդային ուժը կախված է գյուղատնտեսական մեքենայի, ինչպես նաև կատարվող տեխնոլոգիական գործընթացի առանձնահատկություններից և յուրաքանչյուր մեքենայի համար որոշվում է գյուղատնտեսական մեքենաների տեսության հայտնի մեթոդներով:

2.2. ԱՎՏՈՄՈՒԲԻԼԻ ԵՎ ՏՐԱԿՏՈՐԻ ՇԱՐԺՄԱՆ ՀԱՎԱՍԱՐՈՒՄԸ, ՔԱՐՇԱՅԻՆ ԲԱԼԱՆՍԸ

Ավտոմոբիլը և տրակտորը շարժվող դինամիկական համակարգեր են, որոնց վրա տարածվում են դասական մեխանիկայի օրենքները: Փնտրենք ավտոմոբիլի շարժման հավասարումը Լագրանժի հավասարման միջոցով՝

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}} \right) - \left(\frac{\partial T}{\partial q} \right) = Q_{\text{օժ}}, \quad (7)$$

որտեղ t -ն ժամանակն է, որի ընթացքում դիտարկվում է ավտոմոբիլի և տրակտորի շարժումը, q -ն՝ ընդհանրացված կոորդինատը, որով որոշվում է ավտոմոբիլի կամ տրակտորի տեղն ըստ ժամանակի: Դիտարկվող օրինակում այն ավտոմոբիլի և տրակտորի տեղափոխությունն է կամ անցած ճանապարհը՝ կախված ժամանակից՝ $q = x(t)$, հետևաբար՝ $\dot{q} = \dot{x} = V$, որտեղ V -ն շարժման արագությունն է, T -ն՝ համակարգի կինետիկ էներգիան, որը համընթաց և պտտական շարժում կատարող զանգվածների՝ համապատասխանաբար T_x և T_ω կինետիկ էներգիաների գումարն է:

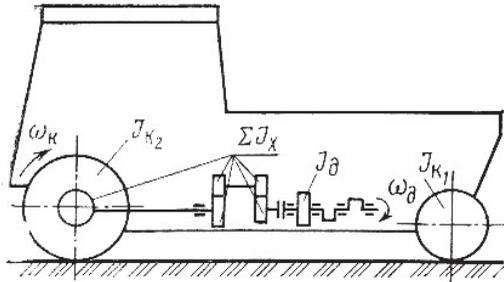
$$T = T_x + T_\omega = \frac{mV^2}{2} + \frac{J_{np}\omega k^2}{2}, \quad (8)$$

որտեղ m -ն ավտոմոբիլի զանգվածն է, $m = \frac{G}{g}$, J_{np} -ն՝ ավտոմոբիլի շարժիչի և տրանսմիսիայի պտտվող զանգվածների բերված իներցիայի մոմենտը տանող անվի պտտման առանցքի վրա, ω_k -ն՝ տանող անվի պտտման անկյունային արագությունը:

Գործնականում բերված իներցիայի մոմենտը կարելի է որոշել ինքնազնայ մեքենայի պտտվող զանգվածների կինետիկ էներգիաների գումարի և տանող անվի պտտման առանցքի վրա բերված զանգվածների կինետիկ էներգիայի հավասարության պայմանից (նկ. 3):

$$\frac{j_{np}\omega_k^2}{2} = \frac{J_\partial\omega_\partial^2}{2}\eta_{\text{TP}} + \frac{J_x\omega_x^2}{2}\eta_x + \frac{J_k\omega_k^2}{2}, \quad (9)$$

որտեղ J_{∂} -ն շարժիչի պտտվող զանգվածների իներցիայի մոմենտն է, ω_{∂} -ն՝ շարժիչի ծնկաձև լիսեռի պտտման անկյունային արագությունը, J_x -ը՝ տվյալ փոխանցմանը համապատասխան տրանսմիսիայի պտտվող զանգվածների իներցիայի մոմենտը, ω_x -ը՝ տրանսմիսիայի՝ կառչման մեջ գտնվող զանգվածների պտտման անկյունային արագությունը, J_k -ն՝ տանող անվի իներցիայի մոմենտը, ω_k -ն՝ տանող անվի պտտման անկյունային արագությունը, $\eta_{\text{տր}}$ -ը և η_x -ը՝ տանող անիվներին հաղորդվող պտտող մոմենտի կինետիկ էներգիայի կորուստը հաշվի առնող գործակիցները (շարժիչի և տրանսմիսիայի համար):



Նկ.3. Տրակտորի և ավտոմոբիլի պտտվող զանգվածների դինամիկ սխեման:

(9) հավասարման երկու մասերը բաժանենք $\frac{\omega_k}{2}$ -ի, կունենանք՝

$$J_{\text{տր}} = J_{\partial} \cdot i_{\text{տր}}^2 \cdot \eta_{\text{տր}} + J_x \cdot i_x^2 \cdot \eta_x + J_k: \quad (10)$$

$\frac{\omega_{\partial}}{\omega_k} = i_{\text{տր}}$ -ն տրանսմիսիայի փոխանցման թիվն է, իսկ

$\frac{\omega_x}{\omega_k} = i_x$ -ը՝ դիտարկվող ատամնանվից տանող անիվներին փո-

խանցման թիվը:

Կինետիկ էներգիայի որոշման (8) հավասարումը գրենք հետևյալ տեսքով.

$$T = \frac{mV^2}{2} \left(1 + \frac{J_{\text{up}} \omega_k^2}{mV^2} \right):$$

Փոխարինենք $V = \omega_k \cdot r_k$, կստանանք՝

$$T = \frac{mV^2}{2} \left(1 + \frac{J_{\text{up}}}{mr_k^2} \right): \quad (11)$$

$\left(1 + \frac{J_{\text{up}}}{mr_k^2} \right)$ մեծությունը ավտոմոբիլի կայունացված շարժման

դեպքում, երբ $V = \text{const}$, կախված է միայն պտտվող զանգվածների բերված իներցիայի մոմենտից՝ J_{up} -ից, որն էլ, իր հերթին, պայմանավորված է տրանսմիսիայի փոխանցման թվով՝ i_{TP} -ով:

Նշանակենք $\delta = \left(1 + \frac{J_{\text{up}}}{mr_k^2} \right)$ և անվանենք այն պտտվող զանգ-

վածների գործակից, որը կարելի է որոշել ենպիրիկ բանաձևով՝ $\delta = 1,04 + 0,05 i_{kn}^2$, որտեղ i_{kn}^2 -ն փոխանցումների տուփում փոխանցման թիվն է:

Չետևաբար՝ կինետիկ էներգիայի համար կունենանք՝

$$T = \delta \frac{mV^2}{2}: \quad (12)$$

Ակնհայտ է, որ՝

$$\frac{\partial T}{\partial q} = \frac{\partial T}{\partial x} = 0, \quad (13)$$

ուստի (7) հավասարումը կընդունի հետևյալ տեսքը.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial}{\partial V} \left(\delta \frac{mV^2}{2} \right) \right) = Q_{06},$$

կամ՝

$$\delta m \frac{dV}{dt} = Q_{\text{օօ}}, \quad (14)$$

որտեղ $Q_{\text{օօ}}$ -ն ընդհանրացված ուժն է: Այն թվապես հավասար է համակարգի վրա ազդող արտաքին ուժերի և մոմենտների կատարած տարրական աշխատանքների գումարի՝ $\sum A_i$ -ի և տարրական տեղափոխության՝ ΔX -ի հարաբերությանը:

Ընդունվում է, որ արագության ուղղությամբ տեղափոխություն առաջացնող ուժերի աշխատանքն ունի դրական նշան, հակառակ դեպքում այն բացասական է, հետևաբար՝ $Q_{\text{օօ}}$ -ի որոշման համար կարելի է գրել՝

$$Q_{\text{օօ}} = \frac{\sum_{i=1}^n A_i}{\Delta x} = \frac{P_k \cdot \Delta x - (P_\omega + P_f \pm P_i + P_{np} \cos \gamma) \cdot \Delta x}{\Delta x},$$

կամ՝

$$Q_{\text{օօ}} = P_k - \underbrace{(P_\omega + P_f \pm P_i + P_{np} \cos \gamma)}:$$

Նշանակենք $P_e = P_\omega + P_f \pm P_i + P_{np}$ և անվանենք շարժմանը դիմադրող գումարային ուժ: Կունենանք՝

$$Q_{\text{օօ}} = P_k - \sum P_c: \quad (15)$$

Հաշվի առնելով (15) արտահայտությունը՝ (14) հավասարումը գրենք հետևյալ տեսքով.

$$\delta m \frac{dV}{dt} = P_k - \sum P_c: \quad (16)$$

Ստացված (16) հավասարումը ավտոմոբիլի և տրակտորի շարժման դիֆերենցիալ հավասարումն է, որի լուծումը թույլ կտա որոշել ավտոմոբիլների և տրակտորների շահագործական մի շարք հատկանիշների գնահատման չափանիշները:

$\delta m \frac{dV}{df} = P_j$ ուժը կոչվում է հանընթաց շարժում կատարող

զանգվածների իներցիայի ուժ, որտեղ $\frac{dV}{df} = j$ -ն շարժման արագացումն է: Եթե $j > 0$, ապա P_j ուժն անվանում ենք թափառքի դիմադրության ուժ:

Հաշվի առնելով վերը նշվածը՝ (16) հավասարումը կգրվի հետևյալ տեսքով.

$$P_k = P_j + \sum P_c : \quad (17)$$

Ստացված հավասարումն անվանում ենք ավտոմոբիլի և տրակտորի քարշային բալանս (հաշվեկշիռ), որը ցույց է տալիս, թե տանող անվի վրա գործող շոշափող քարշիչ ուժն ինչպիսի դիմադրությունների հաղթահարման վրա է ծախսվում:

Քարշային բալանսի հավասարումից հետևում է, որ եթե $P_k > \sum P_c$, ապա $P_j > 0$, $j > 0$, ավտոմոբիլը (տրակտորը) շարժվում է արագացումով, եթե $P_k = \sum P_c$, ապա $P_j = 0$, $j = 0$, $V = const$, ավտոմոբիլը (տրակտորը) շարժվում է հաստատուն (կայունացված) արագությամբ, իսկ եթե երբ $P_k < \sum P_c$, ապա $P_j < 0$, $j < 0$, ավտոմոբիլը (տրակտորը) շարժվում է դանդաղեցումով:

Քարշային բալանսի (17) հավասարումը ավտոմոբիլի քարշային հատկանիշների գնահատման լայն հնարավորություններ չի տալիս: Այդ պատճառով գործնականում նպատակահարմար է կառուցել ավտոմոբիլի քարշային բալանսի գծապատկերը $P_k = F(V)$ կախվածության տեսքով:

2.3. ՏԱՆՈՂ ՄՈՍԵՆՏ ԵՎ ՇՈՇԱՓՈՂ ՔԱՐՇԻՉ ՈՒԺ

Ավտոմոբիլի և տրակտորի շարժման կինետիկ էներգիայի աղբյուր է ներքին այրման շարժիչը: Եթե շարժիչն աշխատում է կայուն ռեժիմով՝ հաստատուն n_c պտուտաթվերով, իսկ ծնկածն լիսեռի վրա գործում է M_c հաստատուն մոմենտ, ապա տրանսմիսիայի միջոցով

տանող անիվներին հաղորդվում է տանող մոմենտ (Նկ. 4), ինչը որոշվում է (18) արտահայտությամբ:

$$M_{\text{всд}} = M_e \cdot i_{\text{тп}} \cdot \eta_{\text{тп}} : \quad (18)$$

Այն իր հերթին տանող անվի և գետնի հպման հարթությունում առաջացնում է անվի հակազդմանը հավասարակշռող, անվի և գետնի հպման հարթությունում շարժման արագությանը զուգահեռ և շարժման ուղղությամբ շոշափող քարշիչ ուժ՝

$$P_k = \frac{M_{\text{всд}}}{r_k},$$

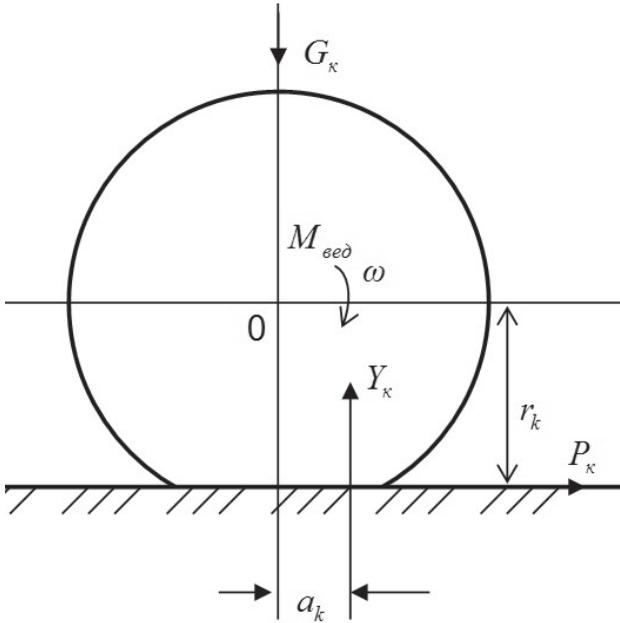
կամ՝

$$P_k = \frac{M_e \cdot i_{\text{тп}} \cdot \eta_{\text{тп}}}{r_k} : \quad (19)$$

Եթե տանող անիվը պտտվում է ω_k անկյունային արագությամբ և ունի r_k գլորման շառավիղ, ապա դրան համընթաց շարժման արագությունը կլինի՝ $V_T = \omega_k \cdot r_k$: Ավտոմոբիլի և տրակտորի համընթաց շարժման արագությունն անվանում ենք *շարժման տեսական արագություն*:

Եթե ծնկաձև լիսեռը պտտվում է n_e հաճախությամբ և տրանսմիսիայի փոխանցման թիվը i_{mp} է, ապա տանող անվի պտտման հաճախությունը կլինի՝ $n_k = \frac{n_e}{i_{mp}}$: Յաշվի առնելով, որ $\omega_k = \frac{\pi n_k}{30} = \frac{\pi n_e}{30 i_{mp}}$ 1/վ, տանող անվի համընթաց շարժման արագությունը կլինի՝

$$V_T = \frac{\pi n_e r_k}{30 i_{mp}}, \text{ մ/վ:}$$



Նկ. 4. Տանող անվի սխեման:

Ավտոմոբիլների և տրակտորների քարշարագային հատկանիշները գնահատելիս նպատակահար է արագությունն արտահայտել կմ/ժամով, ուստի արագության որոշման համար կստանանք՝

$$V_T = 0,377 \frac{n_e r_k}{i_{mp}}, \text{ կմ/ժ:} \quad (20)$$

Ինչպես երևում է (18), (19) և (20) արտահայտություններից՝ ավտոմոբիլի քարշարագային հատկանիշների գնահատման չափանիշների՝ շոշափող քարշիչ ուժի՝ P_k -ի և շարժման տեսական արագության՝ V_T -ի վրա ազդում են հետևյալ պարամետրերը՝ $i_{mp}, r_k, \eta_{mp}, M_e$:

Ժամանակակից ավտոմոբիլներում և տրակտորներում հիմնականում կիրառվում են մեխանիկական տիպի աստիճանավոր տրանսմիսիաներ, որոնք ունեն $i_{տր1}, i_{տր2}, \dots, i_{տրz}$ փոխանցման թվեր, որտեղ z -ը տրանսմիսիայի հիմնական փոխանցումների քանակն է: Տրանսմիսիայի փոխանցման թվերին բնորոշ է հետևյալ առնչությունը.

$$i_{mp1} > i_{mp2} > \dots > i_{mpz}:$$

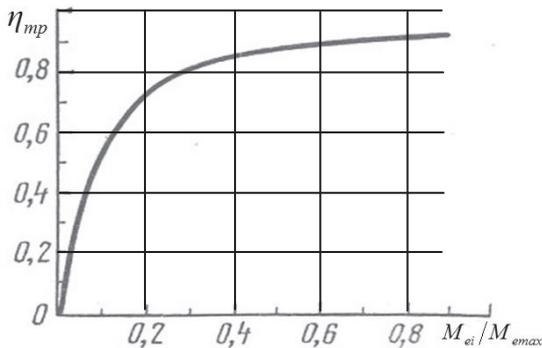
Ըստ (19) և (20) հավասարումների՝ $P_{k1} > P_{k2} > \dots > P_{kz}$ և $V_{m1} < V_{m2} < \dots < V_{mz}$:

Փաստորեն՝ որքան մեծ է տրանսմիսիայի փոխանցման թիվը, այնքան մեծ է շոշափող քարշիչ ուժը, և ավտոմոբիլն ու տրակտորը կարող են հաղթահարել ավելի մեծ ճանապարհային, շարժման դիմադրություններ, իսկ որքան մեծ է փոխանցման թիվը, այնքան փոքր է շարժման արագությունը:

Անվի գլորման շառավիղը՝ r'_k -ն, չի կարող լինել ավտոմոբիլի քարշաարագային հատկանիշների գնահատման պարամետր, քանի որ անվաղողն ընտրվում է ըստ դրա վրա ընկնող առավելագույն բեռնվածքի՝ $G_{k \max}$ -ի և շարժման առավելագույն արագության՝ V_{\max} -ի՝ կապված շահագործման առաջադրված պայմանների հետ:

Տրանսմիսիայի օ.գ.գ-ն՝ η_{mp} -ն, փոփոխական մեծություն է և կախված է շարժիչից տրանսմիսիային փոխանցվող մոմենտի ընթացիկ արժեքներից՝ M_{ei} -ից (նկ. 5):

Քանի որ ավտոմոբիլների ու տրակտորների շարժիչները հիմնականում աշխատում են առավելագույն մոմենտին մոտ ռեժիմներում, ընդունվում է, որ տրանսմիսիայի օ.գ.գ-ն հաստատուն մեծություն է, $\eta_{mp} = 0,85 \div 0,95$: Ընդ որում՝ փոքր սահմանը համապատասխանում է բարձր անցանելիության բեռնատար ավտոմոբիլներին, իսկ մեծը՝ առջևի տանող կամրջակով մարդատարներին:



Նկ. 5. Տրանսմիսիայի օ.գ.գ-ի կախվածությունը շարժիչի պտտող մոմենտի ընթացիկ արժեքներից:

Շարժիչի պտտող մոմենտը՝ M_e -ն, նույնպես փոփոխական մեծություն է, կախված է շարժիչի աշխատանքային ռեժիմից՝ n_e -ից և բեռնվածքից: Հետևաբար՝ ավտոմոբիլի քարշաարագային հատկանիշների վրա պտտող մոմենտի ազդեցությունը գնահատելու համար անհրաժեշտ է ունենալ շարժիչի պտտող մոմենտի փոփոխման բնութագիրը՝ կախված շարժիչի պտուտաթվերից: Այն ավտոմոբիլների մոտ շարժիչի արտաքին բնութագիրն է, իսկ տրակտորային դիզելներում՝ կարգավորիչ բնութագիրը:

2.4. ԱՎՏՈՍՈՒԲԻԼԱՅԻՆ ՇԱՐՇԻՉԻ ԱՐՏԱՔԻՆ ԲՆՈՒԹԱԳԻՐԸ

Այն արդյունավետ հզորության և պտտող մոմենտի փոփոխությունն է՝ կախված ծնկաձև լիսեռի պտուտաթվերից՝

$$N_e, M_e = F(n_e): \quad (21)$$

Շարժիչի արտաքին բնութագիրը սովորաբար տրվում է ստենդային փորձարկումների արդյունքում:

Նախագծման փուլում այն կառուցվում է գծագրավերլուծական եղանակով, որի համար ելակետային են որոշակի տվյալներ՝

- 1) ավտոմոբիլի տիպը կամ նախատիպը,
- 2) ավտոմոբիլի G ընդհանուր կշիռը, որն ավտոմոբիլի սեփական կշռի և բեռնատարողության (ուևորատարության) գումարն է՝ $G = G_r + G_c$,

3) ավտոմոբիլի շարժման առավելագույն արագությունը, V_{max} ,

4) ճանապարհային դիմադրությունների բերված գործակցի նվազագույն արժեքը, ψ_{min} ,

5) շարժիչի առավելագույն հզորությանը համապատասխան ծնկաձև լիսեռի պտուտաթվերը, n_N :

Կառուցումները կատարվում են ուղղանկյուն կոորդինատային համակարգում (նկ. 6), որի հորիզոնական առանցքի վրա նշվում են ծնկաձև լիսեռի պտուտաթվերը (n), իսկ ուղղահայաց առանցքի վրա՝ շարժիչի արդյունավետ հզորությունը (N_e) և պտտող մոմենտը (M_e):

$N_e = f(n)$ բնութագրի կառուցումները կատարվում են որոշակի հաջորդականությամբ:

Կորորդինատային համակարգի հորիզոնական առանցքի վրա նախ տեղադրում ենք շարժիչի առավելագույն հզորությամբ համապատասխանող պտուտաթվերը՝ n_N -ն, այնուհետև որոշում ավտոմոբիլի շարժման առավելագույն արագությանը համապատասխանող պտուտաթվերը՝ n_v -ն ըստ հետևյալ առնչությունների.

$$\frac{n_v}{n_N} = 1,15 \div 1,25 - \text{կարբյուրատորային շարժիչների համար,}$$

$$\frac{n_v}{n_N} = 1 \div 1,1 - \text{դիզելային շարժիչների համար:}$$

Ընտրում ենք շարժիչի կայուն աշխատանքի նվազագույն (պարապ ընթացքի) պտուտաթվերը $n_0 = 800 \div 1000$ պտ/րոպե սահմաններում:

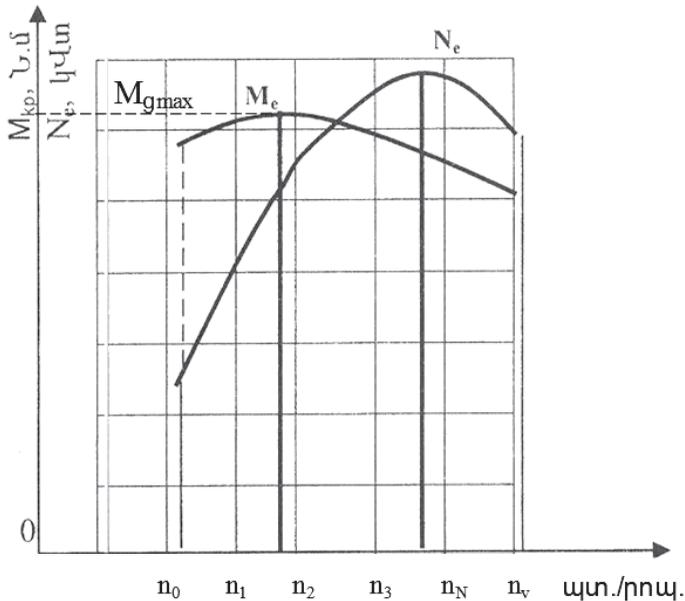
Որոշում ենք ավտոմոբիլի՝ առավելագույն արագությունը զարգացնելու համար անհրաժեշտ շարժիչի N_v հզորությունը հետևյալ պայմանից. ավտոմոբիլն առավելագույն արագությունը զարգացնում է չոր ասֆալտապատ հորիզոնական ճանապարհի տեղամասում, որտեղ ճանապարհային դիմադրությունների բերված գործակիցն ունի նվազագույն արժեք՝ ψ_{min} : Այս դեպքում շարժիչի հզորությունը կծախսվի ճանապարհային դիմադրությունների՝ $N_{\psi_{min}}$ -ի և օդի դիմադրության՝ N_w -ի հաղթահարման վրա:

$$N_v = N_{\psi_{min}} + N_w : \tag{22}$$

Հաշվի առնելով, որ $N_{\psi_{min}} = P_{\psi_{min}} \cdot V_{max}$, $N_w = P_w \cdot V_{max}$:

Կստանանք՝

$$N_v = (G\psi_{min} + KFV_{max}^2)V_{max} : \tag{23}$$



Նկ. 6. Ավտոմոբիլային շարժիչի արտաքին բնութագիրը:

Շարժիչից տանող անիվներին հաղորդվող հզորության մի մասը ծախսվում է տրանսմիսիայի ագրեգատներում առկա մեխանիկական և հիդրավլիկական դիմադրությունների հաղթահարման վրա, որը հաշվի է առնվում տրանսմիսիայի օ.գ.գ-ով՝ η_{Tp} -ով: Հաշվի առնելով այս հանգամանքը՝ ավտոմոբիլի շարժման առավելագույն արագության համար անհրաժեշտ շարժիչի հզորությունը կլինի՝

$$N_v = (G\Psi_{min} + KFV_{max}^2) \frac{V_{max}}{\eta_{Tp}} : \quad (24)$$

Հզորության հաշվարկված արժեքը տեղադրվում է պտուտաթվերի n_v արժեքին համապատասխանող կետից տարված ուղղահայացի վրա:

Այնուհետև որոշվում է շարժիչի առավելագույն արդյունավետ հզորությունը (25) էմպիրիկ բանաձևով՝ կազմված Լեյդերմանի կողմից:

$$N_{e_{max}} = \frac{N_V}{a \cdot \frac{n_V}{n_N} + b \cdot \left(\frac{n_V}{n_N}\right)^2 - c \left(\frac{n_V}{n_N}\right)^3}, \quad (25)$$

որտեղ a, b, c -ն փորձերի արդյունքներով ստացված հաստատուններն են, և կարբյուրատորային շարժիչների համար $a=b=c=1$, քառատակտ դիզելային շարժիչների համար $a = 0,53, b = 1,56, c = 1,09$, երկտակտ դիզելային շարժիչների համար $a = 0,87, b = 1,13, c = 1,0$:

Պտուտաթվերի $[n_0; n_N]$ միջակայքում հզորության ընթացիկ N_{ci} արժեքները որոշելու համար նույնպես օգտվում ենք Լեյդերմանի բանաձևից՝ գրված հետևյալ տեսքով.

$$N_{e.i} = \left(a \frac{n_i}{n_N} + b \left(\frac{n_i}{n_N} \right)^2 - c \left(\frac{n_i}{n_N} \right)^3 \right) N_{e.max}, \quad (26)$$

որտեղ n_i -ն պտուտաթվերի ընտրված արժեքն է $[n_0; n_N]$ միջակայքում: Շարժիչի հզորության հաշվարկված ընթացիկ արժեքները՝ N_0, \dots, N_3 , տեղադրում ենք պտուտաթվերի համապատասխան արժեքներից տարված ուղղահայացների վրա և ստացված կետերը միացնում սահուն կորով: Արդյունքում կստանանք շարժիչի արդյունավետ հզորության կախվածությունը ծնկաձև լիսեռի պտուտաթվերից գրաֆիկական տեսքով: Շարժիչի պտտող մոմենտների արժեքներն ըստ պտուտաթվերի որոշելու համար օգտվենք մոմենտի որոշման հայտնի՝

$$M = \frac{N}{n} \text{ արտահայտությունից: Դիտարկվող օրինակում՝}$$

$$M_i = \frac{N_i}{n_i}, \text{ և.մ.,} \quad (27)$$

որտեղ n_i -ն և N_i -ն պտուտաթվերի և հզորությունների ընթացիկ արժեքներն են:

Պտուտաթվերի և հզորությունների զույգ արժեքների համար հաշվարկված մոմենտի արժեքները տեղադրվում են պտուտաթվերի ընտրված կետերից տարված ուղղահայացների վրա և միացվում սա-

հուն կորով: Ստացվում է շարժիչի պտտող մոմենտի փոփոխության բնութագիրը՝ կախված ծնկաձև լիսեռի պտուտաթվերից: Ստացված $M = f(n)$ բնութագրում առանձնացվում է մոմենտի առավելագույն արժեքը՝ $M_{\partial_{max}}$, որն անհրաժեշտ է ավտոմոբիլի տրանսմիսիայի փոխանցման թվերի որոշման համար:

Ստացված բնութագրից հետևում է, որ շարժիչի առավելագույն հզորությանը և առավելագույն պտտող մոմենտին համապատասխան պտուտաթվերը իրար հավասար չեն՝ $n_N \neq n_M$: Սա ներքին այրման ավտոմոբիլային շարժիչների հիմնական թերություններից է:

Շարժիչի արտաքին բնութագիրը գնահատվում է հարմարավետության գործակցով ըստ պտտող մոմենտի՝

$$K_M = \frac{M_{g_{max}}}{M_N}, \quad (28)$$

նաև ըստ պտուտաթվերի՝

$$K_N = \frac{n_M}{n_N}, \quad (29)$$

որտեղ M_N -ը շարժիչի առավելագույն հզորությանը համապատասխանող պտտող մոմենտն է: $M_{g_{max}} - M_N = \Delta M$ տարբերությունը՝ պտտող մոմենտի պահուստը, դիզելային շարժիչների դեպքում կարբյուրատորային շարժիչների համեմատ ավելի փոքր է, այդ պատճառով էլ $K_{M_{\text{լիզ.}}} = 1,15 - 1,2$, $K_{M_{\text{կարբ.}}} = 1,25 - 1,4$ և $K_{M_{\text{լիզ.}}} < K_{M_{\text{կարբ.}}}$, հետևաբար՝ դիզելային շարժիչներն ունեն բեռնված աշխատելու ավելի բարձր ունակություն: Ըստ պտուտաթվերի շարժիչի հարմարվելիության գործակցի մեծացումը հանգեցնում է կարճատև բեռնվածքների հաղթահարման, շարժիչի ունակությունների բարձրացման: Այդ գործակցի արժեքը տրակտորային դիզելների դեպքում տատանվում է $1,3 \dots 1,6$ սահմաններում:

Տրանսմիսիայի փոխանցման թվերի հայտնի արժեքների դեպքում շարժիչի արտաքին բնութագրի հորիզոնական առանցքի վրա կարելի է պտուտաթվերից անցում կատարել ավտոմոբիլների շարժման

արագության $V = \frac{n_e r_k}{i_{TP}}$ հայտնի բանաձևով: Արդյունքում կստացվի

շարժիչի N_c արդյունավետ հզորության և M_c պտտող մոմենտի փոփոխման բնութագիրը՝ կախված ավտոմոբիլի շարժման արագությունից, որը հաճախ անվանում են շարժիչի արագության բնութագիր:

2.5. ՏՐԱԿՏՈՐԱՅԻՆ ԴԻՋԵԼԻ ԿԱՐԳԱՎՈՐԻՉ ԲՆՈՒԹԱԳԻՐԸ

Կարգավորիչ (ռուս. корректорный) բնութագիրը ցույց է տալիս դիգելային շարժիչի արդյունավետ հզորության, պտտող մոմենտի, վառելիքի տեսակարար և ժամային ծախսերի փոփոխությունն ըստ շարժիչի աշխատանքի արագության և բեռնվածության ռեժիմների:

Բնութագրի կառուցման համար ելակետային են՝

- տրակտորի անվանական (նոմինալ) քարշիչ ուժը, P_H ,

- անվանական քարշիչ ուժին համապատասխան շարժման արագությունը, V_H ,

- շարժիչի անվանական հզորությանը համապատասխանող պտուտաթվերը, n_H :

Շարժիչի կարգավորիչ բնութագրի կառուցումը՝ կախված ծնկածն լիսեռի պտտման հաճախականությունից, կատարվում է բնութագրի արբսցիսների առանցքի վրա պտուտաթվերի արժեքներ տեղադրելով: Առանցքի վրա (նկ. 7) առանձնացվում են հետևյալ երեք կետերը.

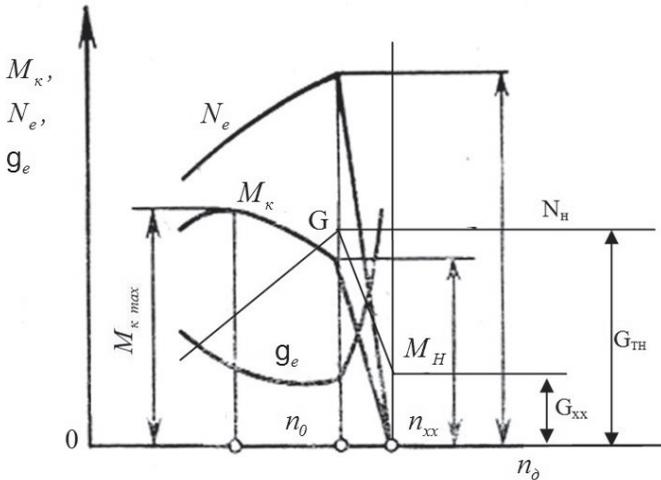
1. n_H -ը՝ անվանական պտուտաթվերը,

2. n_{xx} -ը՝ շարժիչի պարապ ընթացքի պտուտաթվերը, որոնք կախված են կարգավորիչի անհավասարակշռության աստիճանից և որոշվում են $n_{xx} = (1 + \delta_p) \cdot n_H$ պտ/րոպե բանաձևով, ժամանակակից դիգելների համար $\delta_p = 0,07 - 0,08$,

3. n_0 -ն՝ շարժիչի առավելագույն պտտող մոմենտին համապատասխան պտուտաթվերը՝

$$n_0 = \frac{n_H}{K_{\delta}}, \quad (30)$$

որտեղ $K_{o\delta}$ -ը շարժիչի հարմարվելիության գործակիցն է ըստ պտուտաթվերի: Ժամանակակից դիզելների համար $K_{o\delta} = 1,3 - 1,8$, որքան դիզելն արագընթաց է, այնքան նրա $K_{o\delta}$ -ն մեծ է:



Նկ. 7. Տրակտորային դիզելի կարգավորիչ բնութագիրը:

Տրակտորային շարժիչի պահանջվող անվանական հզորությունը որոշվում է հետևյալ բանաձևով.

$$N_H = \frac{P_H + m_{\text{эк}} \cdot g \cdot f}{\eta_{mp} \cdot \chi_3} \cdot V_H, \quad (31)$$

որտեղ $m_{\text{эк}}$ -ն տրակտորի շահագործական մասն է, η_{mp} -ն՝ տրանսմիսիայի օ.գ.գ-ն, $\eta_{mp} = 0,87 \div 0,93$, χ_3 -ն՝ շարժիչի շահագործական բեռնվածության գործակիցը, $\chi_3 = 0,85$:

Բնութագրի ոչ կարգավորիչ ճյուղի կորը կառուցելու համար որոշվում են (n_0, n_H) միջակայքում հզորության ընթացիկ արժեքները հետևյալ ենպիրիկ բանաձևով.

$$N_{ei} = \left[a \frac{n_i}{n_H} + b \left(\frac{n_i}{n_H} \right)^2 - \left(\frac{n_i}{n_H} \right)^3 \right] \cdot N_H, \quad (32)$$

որտեղ n_i -ն շարժիչի լիսեռի պատման հաճախության ընթացիկ արժեքն է, n_H -ը՝ շարժիչի պատման անվանական հաճախությունը, a -ն և b -ն՝ էմպիրիկ գործակիցներ, անմիջական սրսկումով դիզելի համար $a = 0,5$, $b = 1,5$, այրման մրրկային խցով դիզելի համար $a = 0,7$, $b = 1,3$:

Բնութագրի կարգավորիչ ճյուղում՝ (n_H, n_{xx}) միջակայքում, հզորության փոփոխությունն ընդունվում է ուղիղ գծի օրենքով՝ N_H -ից մինչև $N = 0$:

Շարժիչի պատող մոմենտը որոշվում է հետևյալ բանաձևով.

$$M_{gi} = \frac{N_{ei}}{\omega_i}, \quad (33)$$

որտեղ $\omega_i = \frac{\pi \cdot n_i}{30}$, վ⁻¹:

Շարժիչի անվանական հզորությանը համապատասխան վառելիքի տեսակարար ծախսով որոշվում է առավելագույն ժամային ծախսը՝

$$G_{TH} = \frac{g_{cH} N_H}{10^3}, \text{ կգ/ժ:} \quad (34)$$

Շարժիչի պարապ ընթացքի համար ժամային ծախսն ընդունվում է՝

$$G_{xx} = (0,25 \div 0,30) G_{TH}: \quad (35)$$

Բնութագրի կարգավորիչ և ոչ կարգավորիչ հատվածներում ժամային ծախսի փոփոխությունն ընդունվում է ուղիղ գծի օրենքով, ընդ որում՝ երբ $n_i = 0$, $G_T = 0$:

Բնութագրի կարգավորիչ հատվածում վառելիքի ծախսը որոշվում է վառելիքի ժամային ծախսով և շարժիչի հզորությամբ՝

$$g_{ei} = \frac{10^3 \cdot G_{Ti}}{N_{ei}}, \text{ գ/կվտ.ժ:} \quad (36)$$

Շարժիչի շահագործական հատկանիշների գնահատման համար հիմնականում օգտվում են դրա արագության և կարգավորիչ բնութագրերից: Կարգավորիչ բնութագիրը շարժիչի արդյունավետ N_e հզորության, պտտող M_e մոմենտի, վառելիքի G_T ժամային և g_e տեսակարար ծախսերի, ծնկածն լիսեռի պտուտաթվերից կախված գրաֆիկների համախումբն է: Այն բաղկացած է երկու հիմնական տեղամասերից՝ ոչ կարգավորիչ, որի վրա լիսեռի պտտման հաճախությունը փոփոխվում է նվազագույն կայունից (n_o) մինչև անվանական՝ n_n արժեքները, իսկ շարժիչն աշխատում է գերբեռնվածությամբ, և կարգավորիչ, որի վրա լիսեռի պտտման հաճախությունն ավելանում է անվանական՝ n_n արժեքից մինչև պարապ ընթացքի առավելագույն n_x արժեքը:

Բնութագրի հիմնական մասը (լիսեռի պտուտաթվերի՝ անհամեմատ ավելի մեծ միջակայքը) բաժին է ընկնում ոչ կարգավորիչ տեղամասին, որտեղ դիզելն աշխատում է առանց կարգավորիչի: Կարգավորիչ բնութագրում հարմար է այն ուսումնասիրել արգումենտի փոփոխման ավելի մեծ միջակայքում, որը ներկայացնում է հետևյալ ֆունկցիաների գրաֆիկները.

$$n = f (M_e), \quad N_e = f (M_e), \quad G_T = f (M_e), \quad g_e = f (M_e): (37)$$

Քանի որ շարժիչի կարգավորիչ բնութագիրը կառուցվում է տարբեր կոնալեկտավորման դիզելների համար և տարբեր պայմաններում, տարբերում են նույն շարժիչի մի քանի տիպի արդյունավետ հզորություններ: Դրանք են՝

• **անվանական հզորություն.** կարգավորված և մինչև 60 ժամ զեղում անցած նոր դիզելի արդյունավետ հզորությունն է: Այն որոշում են դիզելի՝ առանց քամհարի, օդազտիչի, խլացուցիչի, կայծկանիչի, արտածման խողովակաշարի և աշխատած գազերի չեզոքացուցիչի աշխատանքի ընթացքում, շարժիչի վրայից հանված կամ անջատված գեներատորի, կոմպրեսորի և հիդրոմղիչի դեպքում: Այս հզորությունը երաշխավորվում է պատրաստող գործարանի կողմից ծնկածն լիսեռի անվանական պտուտաթվերի, վառելիքի լրիվ մատուցման, կայուն մթնոլորտային պայմանների, վառելիքի ջերմաստիճանի ու խտության դեպքում:

• **Նետտո հզորություն.** կարգավորված և մինչև 60 ժամ զբլում անցած նոր դիզելի արդյունավետ հզորությունն է շարժիչը սպասարկող բոլոր սարքավորումների առկայության դեպքում: Ընդ որում՝ ապահովվում է վառելիքի լրիվ մատուցումը:

• **Շահագործական հզորություն.** նետտո հզորությունն է ծնկածև լիսեռի անվանական պտուտաթվերի, կայուն մթնոլորտային պայմանների, վառելիքի ջերմաստիճանի ու խտության, շարժիչը սպասարկող բոլոր սարքավորումների աշխատանքի դեպքում:

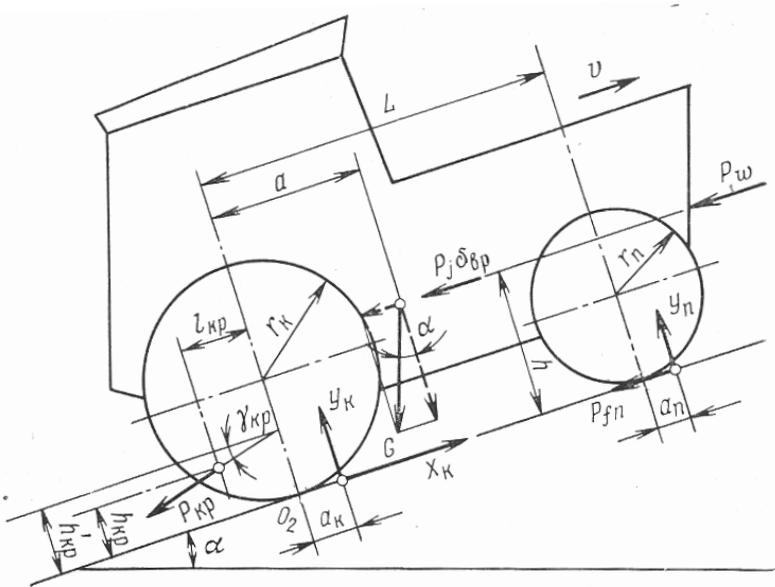
Նոր նախագծվող շարժիչի նետտո հզորության կարգավորիչ բնութագրի կառուցման ելակետային տվյալներն են N_{eN} շահագործական հզորությունը, դրան համապատասխան n_n անվանական պտուտաթվերը և վառելիքի g_{eN} տեսակարար ծախսը:

ԳԼՈՒԽ 3

ԱՆՎԱԿՈՐ ՇԱՐԺԱԲԵՐԻ ԸՆԴՀԱՆՈՒՐ ԴԻՆԱՄԻԿԱՆ

3.1. ԳԵՏՆԻՑ ԱՆԻՎԵՐՍԻՆ ՆՈՐՄԱԼ ՀԱՎԱԶԴՐՈՒՄՆԵՐԻ ՈՐՈՇՈՒՄԸ

Վերլուծենք շարժման առավել ընդհանուր դեպքը, երբ ավտոմոբիլը (տրակտորը) շարժվում է α թեքությամբ ճանապարհի տեղամասով դեպի վեր (նկ. 8):



Նկ. 8. Ավտոմոբիլի վրա ազդող արտաքին ուժերն ընդհանուր շարժման դեպքում:

Գետնից անիվներին նորմալ հակազդումները՝ Y_k -ն և Y_n -ն, ոչ միայն ազդում են ավտոմոբիլների և տրակտորների քարշային, կցման հատկանիշների վրա, այլև բնութագրում են արգելակային, դեկավարման և կայունության հատկանիշները:

Գետնից անվին Y_k և Y_n նորմալ հակազդումները որոշելու համար օգտվենք համակարգի հավասարակշռության պայմանից՝ գրքված հետևյալ տեսքով.

$$\sum M_A = 0, \tag{38}$$

$$\sum M_B = 0: \tag{39}$$

(38) հավասարումից կստանանք՝

$$(G \sin \alpha + P_w + P_j) h_u + y_n (L + a_n) - G \cos \alpha \cdot a + y_k a_k + P_{kp} \cdot \cos \gamma_{kp} \cdot h_{kp} = 0$$

կամ՝

$$y_n = \frac{1}{L} [G \cos \alpha \cdot a - y_n a_n - y_k a_k - P_{kp} \cos \gamma \cdot h_{kp} - (G \sin \alpha + P_w + P_j) \cdot h_{uT}]:$$

Նշանակենք $Y_n a_n + Y_k a_k = M_f$, անվանենք գլորման դիմադրության մոմենտ, որի մեծությունը կախված է պնևմատիկ և գետնի առած-գական ու մեղմիչ հատկություններից: Ընդունելով $\cos \gamma_{kp} \approx 1$ ՝ կունենանք՝

$$y_n = \frac{1}{L} [G \cos \alpha \cdot a - M_f - P_{kp} \cdot \cos \gamma \cdot h_{kp} - (G \sin \alpha + P_w + P_j) \cdot h_{uT}]: \tag{40}$$

Չանանմանությամբ (39) հավասարումից կունենանք՝

$$y_k = \frac{1}{L} [G \cos \alpha \cdot (L - a) + P_{kp} \cdot h_{kp} + M_f + (G \sin \alpha + P_w + P_j) \cdot h_{uT} + P_{kp} \sin \gamma_{kp}]: \tag{41}$$

Ստացված (40) և (41) անալիտիկ արտահայտությունները հնարավորություն կտան որոշել գետնից անվին Y_k և Y_n նորմալ հակազդումները շարժման ինչպես ընդհանուր, այնպես էլ մասնակի դեպքերում: Այսպես՝

1) երբ ավտոմոբիլը կամ տրակտորը ճանապարհի հորիզոնական տեղամասում ($\alpha = 0$) առանց կցորդի ($P_{np} = 0$) կամ գյուղմեքենայի ($P_{kp} = 0$) շարժվում է հաստատուն արագությամբ ($V = const$), $P_j = 0$: Այս դեպքում Y_k և Y_n հակազդումները կլինեն՝

$$y_n = \frac{1}{L} [G \cdot a - M_f - P_w \cdot h_T], \quad (42)$$

$$y_k = \frac{1}{L} [G \cdot b + M_f + P_w \cdot h_T]: \quad (43)$$

2) Երբ ճանապարհի հորիզոնական տեղամասում $\alpha = 0$, ավտոմոբիլը կան տրակտորը գտնվում է դադարի վիճակում՝ $V = 0$, $P_w = 0$, $P_j = 0$, $M_f = 0$, $P_{np} = 0$, $P_{kp} = 0$: Այս դեպքում կունենանք՝

$$Y_{n_{CT}} = \frac{G \cdot a}{L}, \quad (44)$$

$$Y_{K_{CT}} = \frac{G \cdot b}{L}: \quad (45)$$

Վերջին դեպքում ստացված արտահայտություններով որոշված հակազդումները կոչվում են ստատիկ հակազդումներ: Ավտոմոբիլների

և տրակտորների տեսությունում $\frac{Y_k}{G} = \lambda_K$ և $\frac{Y_n}{G} = \lambda_n$ հարաբերություններն անվանում են *անիվների բեռնվածության գործակիցներ*: Որոշակի հետաքրքրություն են ներկայացնում λ_K -ի թվային արժեքներն այն պարզ պատճառով, որ բնութագրում են տանող անիվներին գետնի նորմալ հակազդման մեծությունը՝ Y_k -ն, որն էլ, իր հերթին, ավտոմոբիլի քարշային հատկանիշների գնահատման չափանիշի (P_k) շոշափող քարշիչ ուժի առավելագույն արժեքը կանխորոշող պարամետրն է, քանի որ $P_{k_{max}} \leq Y_k \cdot \varphi$ կամ $P_{k_{max}} \leq G\lambda\varphi$: λ_K գործակիցը ավտոմոբիլների համար ունի հետևյալ թվային արժեքները.

- ավտոմոբիլների համար՝

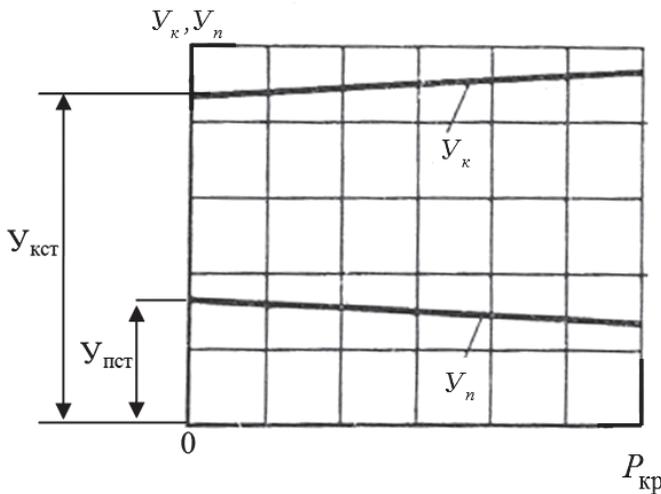
$$\lambda_k = \begin{cases} 1, \text{բոլոր տանող անիվներով ավտոմոբիլի,} \\ 0,65 \div 0,75, \text{4x2 անիվային բանաձև ունեցող բեռնատար ավտոմոբիլ,} \\ \approx 0,5, \text{4x2 անիվային բանաձև ունեցող մարդատար և ավտոբուս:} \end{cases}$$

- Տրակտորների համար՝

$$\lambda_K = \begin{cases} 0,75-0,85 & 4 \times 2 \text{ տիպի անվավոր տրակտոր,} \\ 1,0 & 4 \times 4 \text{ տիպի անվավոր և թրթուրավոր տրակտոր:} \end{cases}$$

(40) և (41) արտահայտություններից հետևում է, որ տրակտորի կայուն աշխատանքի ռեժիմում Y_k և Y_n հակազդումները կախված են P_{kp} ճարմանդային ուժի մեծությունից, և այդ կախվածությունն ունի նկար 9-ում տրված տեսքը:

Փաստորեն՝ ճարմանդային ուժի՝ P_{kp} -ի ավելացումը հանգեցնում է Y_k հակազդման աճի և Y_n հակազդման նվազման: P_{kp} ուժի բոլոր արժեքների համար պահպանվում է $Y_k + Y_n = G \cdot \cos \alpha$ հավասարությունը, եթե $\gamma = 0$, և $Y_k + Y_n = G \cdot \cos \alpha + P_{kp} \sin \gamma$, եթե $\gamma > 0$: ճարմանդային ուժի առկայությունը մեծացնում է տանող անիվներին գետնից նորմալ հակազդումը՝ հնարավորություն տալով իրացնել շոշափող քարշիչ ուժի ավելի մեծ արժեքներ:

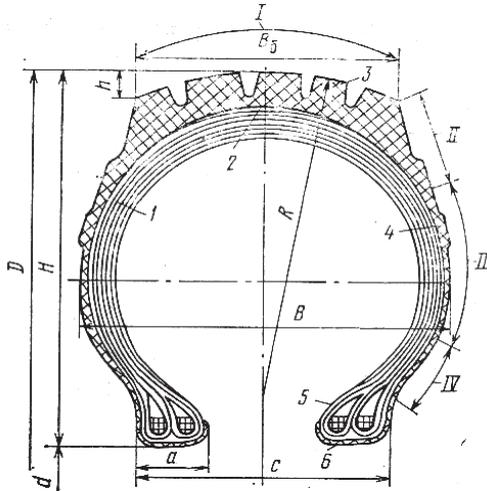


Նկ. 9. Գետնից անիվներին նորմալ հակազդումները՝ կախված ճարմանդային ուժի մեծությունից:

3.2. ՊՆԵՎՄԱՂՈՂԻ ՖԻԶԻԿԱՄԵԽԱՆԻԿԱԿԱՆ ՀԱՏԿՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԸ

Տրակտորներում և ավտոմոբիլներում լայն կիրառություն ունեն պնևմատիկները, որոնք օժտված են անորտիզացիոն՝ ճանապարհի անհարթությունները կլանող հատկությամբ:

Ճանապարհի անհարթություններից առաջացած վիբրացիայի էներգիան վերածվում է պնևմատիկի սեղմման աշխատանքի և պրոտեկտորի, ծածկոցի ու կարկասի նյութի հիստերեզիսի: Արտաքին ուժերի ազդեցությամբ անվաղողը դեֆորմացվում է և պրոտեկտորի ամբողջ մակերեսով հենվում գետնին (ճանապարհին), առաջացնում համան հարթություն, որով էլ պնևմատիկին է փոխանցվում գետնից նորմալ հակազդման համազորը: Հետևաբար՝ պնևմատիկին ինքնագնաց մեքենայի և գետնի միջև փոխանցող հանգույց է որոշակի օգտակար գործողության գործակցով, բնորոշվում է կինեմատիկական և ուժային չափանիշներով: Միևնույն ժամանակ պնևմատիկի կառուցվածքով (նկ. 10) և էներգակլանիչ հատկություններով են պայմանավորված տրակտորի, ավտոմոբիլի քարշարագային, ընթացքի սահունության, կառավարման, կայունության և վառելիքի շահավետության շահագործական հատկանիշները:



Նկ. 10. Պնևմատիկի կառուցվածքային տարրերը.

1. կարկաս, 2. ծածկոցի բրեկեր (բարձային շերտ), 3. պրոտեկտոր, 4. կողային մաս,
5. կող, 6. կողի կրունկ, անվաղողի պրոֆիլի H բարձրություն և B հաստություն, պրոտեկտորի R շառավիղ, անվաղողի D ներքին և d արտաքին տրամագծեր, պրոտեկտորի h աղեղի սլաք, կողերի c արտաքին շառավիղ, կողի a լայնություն,
- I - պրոտեկտոր, II - չորուկ, III - կողմնակի գոտի, IV - ամրության գոտի:

Պննմադողերին բնորոշ են հիստերեզիսի, հենաբեռնվածքային, կցման հատկությունները, ինչպես նաև կողատարման և անկյունային դեֆորմացիաները:

3.2.1. Հիստերեզիսի հատկություն

Համաձայն փորձնական հետազոտությունների՝ պննմադողերի հիստերեզիսային կորուստները համեմատական են գլորման դիմադրությանը պինդ հիմքի վրա գլորվելիս: Այդ պատճառով էլ պննմադողի դեֆորմացիայի վրա ծախսված հիստերեզիսով, այսինքն՝ հիստերեզիսի կորի մակերեսով կատարված աշխատանքը որոշվում է պինդ հիմքի վրա պննմադողի գլորման դիմադրությամբ՝ f_{me} -ով:

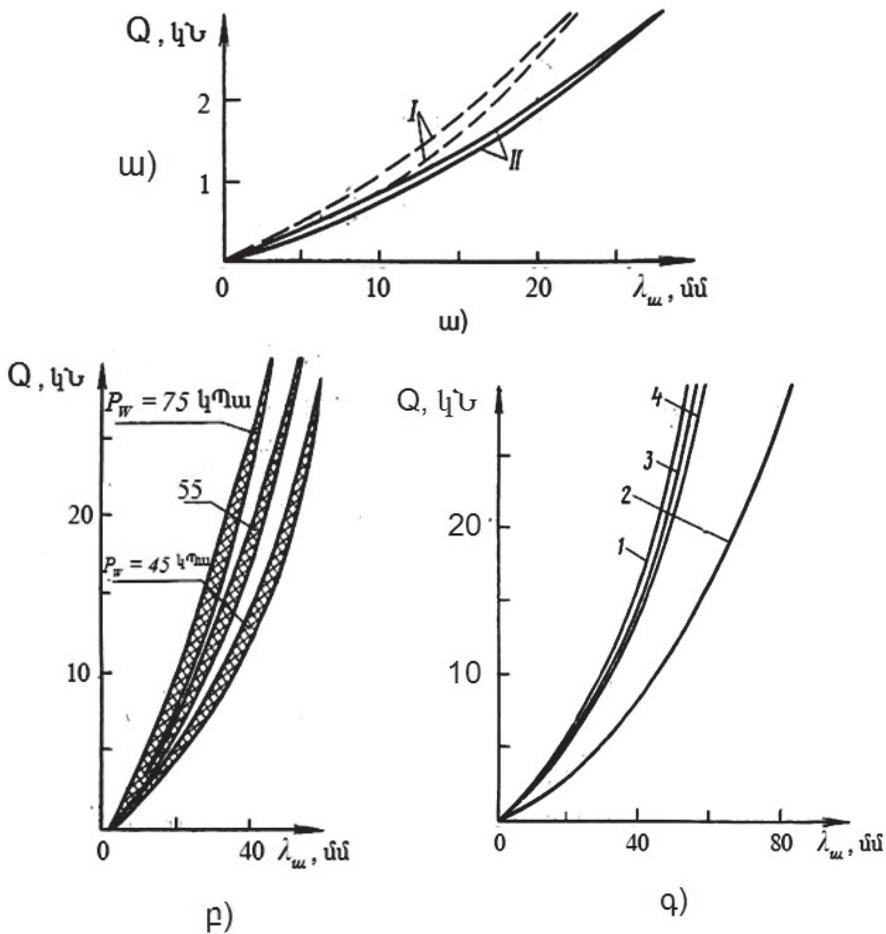
Գիտափորձնական հետազոտությունների արդյունքում պարզվել է, որ հիստերեզիսային կորուստները մեծանում են, եթե պննմադողի վրա, բացի շառավղային Q բեռնվածքից, ազդում են $M_{\sigma\sigma}$ տանող մոմենտը, Z կողային ուժը և M_{ψ} անկյունային մոմենտը: Հետևաբար՝ պինդ հիմքի վրա գլորվող պննմադողի գլորման դիմադրության գործակիցը կլինի՝

$$f_{me} = a_1 \cdot A_r + a_2 \cdot A_M + a_3 \cdot A_Z + a_4 \cdot A_{\psi}, \quad (46)$$

որտեղ a_i -ը համեմատականության գործակիցն է՝ կախված Q նորմալ ուժից և պննմադողի λ , շառավղային դեֆորմացիայից, A_r , A_M , A_Z , A_{ψ} -ը՝ պննմադողի հիստերեզիսի վրա ծախսված Q սեղմող ուժի, $M_{\sigma\sigma}$ տանող մոմենտի, Z կողային ուժի և M_{ψ} անկյունային մոմենտի աշխատանքները, a_2 , a_3 , a_4 -ը՝ համեմատականության գործակիցները՝ կախված պննմադողի շառավղից, դեֆորմացիայի չափից, բեռնման արագությունից և այլ գործոններից:

f_{me} գլորման դիմադրության գործակիցը և A_r , A_M , A_Z , A_{ψ} աշխատանքները կախված են նաև պննմադողի կառուցվածքից, մասնավորապես՝ կորդի շերտերի քանակից և դասավորությունից, պրոտեկտորի հաստությունից, հողակառչիչների չափերից և պննմադողում օդի P_w ճնշումից:

Պննմադրողի հիստերեզիսի բնութագրերն ըստ մի քանի գործոնների տրված են նկար 11-ում:



Նկ. 11. Պննմադրողի հիստերեզիսի բնութագրերն ըստ՝

ա) անկյունագծային I և շառավղային II պննմադրողերի,

բ) պննմադրողում օդի ծնշման,

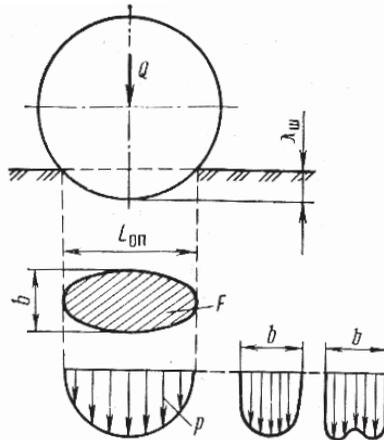
գ) նորմալ Q բեռնվածքի մեկ ազդեցությամբ համալիր բեռնվածքների՝

1-միայն նորմալ Q ուժով, 2-նույնը՝ Z կողային ուժով, 3-նույնը՝ M_{ψ} պտտող

մոմենտով, 4-նույնը՝ $M_{\text{նոգ}}$ դարձի (անկյունային) մոմենտով:

3.2.2. Հենաբեռնվածքային հատկություններ

Գնահատվում են անվահետքի մեծությամբ և հետքում ճնշման P_{cp} միջին ու P_{max} առավելագույն արժեքներով: Նորմալ (շառավղային) ուժի ազդեցությամբ պնևմատիկ դեֆորմացիայի հետևանքով առաջանում է հպման F մակերեսով հետք, որով ստեղծվում է ճնշում հիմքի (գետնի) վրա: Պնևմատիկ շառավղային դեֆորմացիայի, հպման հետքի և հիմքի վրա ճնշման փոփոխման բնութագիրը տրված է նկար 12-ում:



Նկ. 12. Պնևմատիկ բեռնման և շառավղային դեֆորմացիայի սխեման:

Սովորաբար հպման հետքի F մակերեսը որոշվում է ըստ պնևմատիկ λ_w առավելագույն շառավղային դեֆորմացիայի, որը կոչվում է դողի նորմալ դեֆորմացիա: Ստատվոր արժեքների դեպքում հարթ պնևմատիկ և հիմքի F հպման մակերեսը, ինչպես նաև λ_w նորմալ դեֆորմացիան որոշվում են էմպիրիկ բանաձևերով՝ գրված հետևյալ տեսքով.

$$\lambda_w = \gamma_r c Q / (\pi P_w \sqrt{D \cdot b}), \quad (47)$$

$$F = \pi \lambda_w \sqrt{D \cdot b} = Q c \gamma_1 / P_w, \quad (48)$$

որտեղ γ_r -ը պնևմատիկ հենման հարթության կոշտությունը հաշվի առնող գործակիցն է, սովորաբար $0,7 \leq \gamma_r \leq 1$, c -ն՝ պնևմատիկ P_w ճնշմանը, հենման b լայնությանն ուղիղ համեմատական, իսկ ուղղաձիգ Q բեռնվածքին հակադարձ համեմատական գործակիցը, D -ն՝ պնևմատիկ ազատ տրամագիծը:

Անվադողի և հիմքի հպման F մակերեսը փոխվում է բարձր հողակառչիչների առկայությամբ: Այս դեպքում ճնշումը հպման հետքում փոփոխվում է անհավասարաչափ: Ընդհանրապես տրակտորային պնևմատիկների հողակառչիչների հենման մակերեսը լինում է հպման ընդհանուր մակերեսի 30 %-ից ոչ ավելի:

Պնևմատիկների հենաբեռնվածքային հատկությունների գնահատման համար հաճախ օգտվում են Q/λ_w հարաբերությունից, որը կոչվում է պնևմատիկ շառավղային կոշտություն:

Գյուղատնտեսական մեքենաների պնևմատիկների ուղղաձիգ բեռնվածքի առավել ճշգրիտ որոշման համար առաջարկվում է հետևյալ բանաձևը.

$$Q = (P_w + P_s) \cdot Z^{0,6} (D \cdot bg / B_w) \lambda_w \sqrt[3]{\lambda_w / H_n}, \quad (49)$$

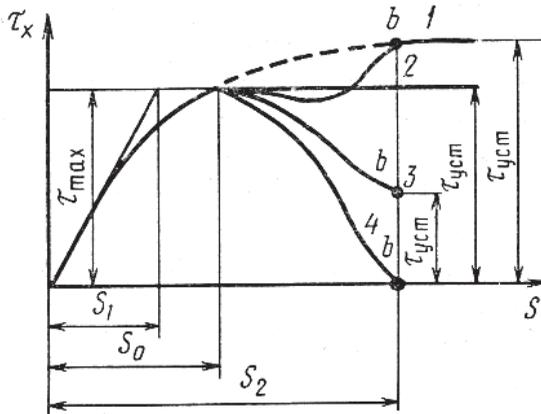
որտեղ P_s -ն պնևմատիկ տարբեր դեֆորմացիաների դեպքում կարկասի կոշտությանը համարժեք ճնշումն է (տրակտորների պնևմատիկների համար կարելի է ընդունել $P_s \cong 110$ կՊա), Z -ը՝ պնևմատիկ կորդի շերտերի քանակը, D , b , B և H_n -ը՝ պնևմատիկ ազատ տրամագիծը, սկավառակի լայնությունը, դողի պրոֆիլի լայնությունը և բարձրությունը, λ_w -ն՝ պնևմատիկ շառավղային դեֆորմացիան: Դողի բեռնատարողությունը նորմալ բեռնվածքի Q_{don} թույլատրելի արժեքն է, որով ապահովվում է դողի՝ ծառայելու համար հատկացված ժամանակը դրանում օդի թույլատրելի ճնշման դեպքում:

3.2.3. Կցման հատկություններ

Որոշվում են $\tau_x = f(S)$ կամ $\varphi_{cu} = f(S)$ դիագրամով (նկ. 13) պնևմատոլի վրա տարբեր նորմալ բեռնվածքների դեպքում, որտեղ τ_x -ը պնևմատոլի և հենարանի հպման հարթությունում շոշափող լարումների միջին արժեքն է, S -ը՝ պրոտեկտորի տարրի շարժման ուղղությանը հակառակ սահքի ընթացիկ արժեքը հպման հարթությունում, φ_{cu} -ը՝ պնևմատոլի և հիմքի կցման գործակիցը, $\varphi_{cu} = Z \tau_x / Q$:

$\tau_x = f(S)$ կամ $\varphi_{cu} = f(S)$ դիագրամը կառուցվում է հատուկ ստենդի վրա պնևմատոլերը փորձարկելու արդյունքում:

Պնևմատոլի կցման հատկության գնահատման չափանիշներն են φ_{cu} կցման գործակիցը և P_k շոշափող քարշիչ ուժը, վերջինս թվապես հավասար է հպման հետքում հողի τ_x տարրական շոշափող լարումների համագորին և ուղղված է անվի գլորման ուղղությամբ:



Նկ. 13. Պնևմատոլի կցման հատկությունները բնութագրող $\tau_x = f(S)$ դիագրամը.

1, 3, 4-կապակցված հողերում, 2-չկապակցված հողերում, τ_{ycm} -հպման ժամանակ շոշափող լարման արժեքը:

Շոշափող լարման միջին արժեքը՝ τ_x -ը, կախված է հողում դողի սափքի շփման ուժից, հողի մասնիկների միջև ներքին շփումից և կցումից, որոնք էլ պայմանավորված են հողի տիպով և վիճակով, դողի հողակառչիչների քանակով և կառուցվածքով, հողակառչիչների բեռնման ռեժիմով և դողի վրա ուղղաձիգ բեռնվածքով: Փաստորեն՝ պնևմատողի կցման հատկությունների վրա էապես ազդում է պրոտեկտորի արտաքին կառուցվածքը: Այն առանձնահատուկ նշանակություն ունի բարձր անցանելիության ինքնագնաց մեքենաների համար, որոնց մեծ հողակառչիչներով պնևմատողներն ապահովում են դողի և ճանապարհի լավ կցում երկայնական ու լայնական ուղղություններով, ինչպես նաև անվադողի ինքնամաքումն ղեֆորմացվող հողի և ձյան վրայով անցնելիս:

3.2.4. Կողատարման դիմադրություն

Անվավոր ինքնագնաց մեքենաների վրա էապես ազդում է պնևմատողի կողային ղեֆորմացիան: Եթե շառավղային ուժի ազդեցությամբ հարթության մեջ V ուղղությամբ պտտվող ուղղաձիգ դիրքով պնևմատողի վրա ազդենք Z_k կողային ուժով (նկ. 14), ապա անվի պրոֆիլը կձևափոխվի, և կփոխվի հողի հետ դրա հպման բնույթը: Ընդ որում՝ դողի պրոֆիլը ձևափոխվում է ոչ միայն հպման գոտում, այլև դողի ամբողջ երկարությամբ: Արդյունքում՝ դողի շարժումը շարունակվում է կողատարումով, V' ուղղությամբ, շարժման սկզբնական ուղղությունից շեղված՝ $\delta_{y\theta}$ անկյունով: $\delta_{y\theta}$ -ը կոչվում է կողատարման անկյուն, որի գնահատման համար ընդունվել է կողատարման $K_{y\theta}$ դիմադրության գործակիցը (Ն/աստիճան):

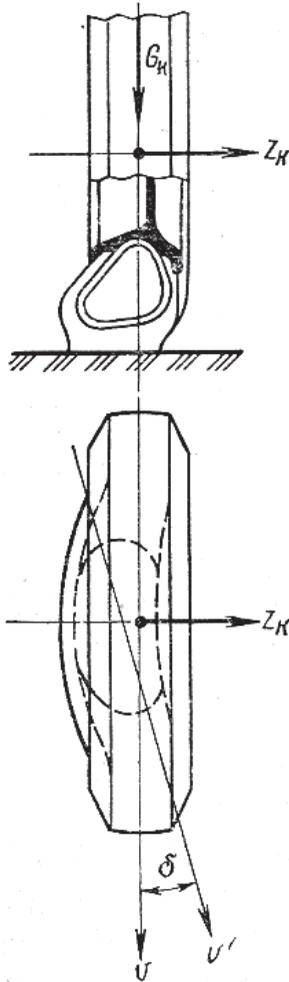
$$K_{y\theta} = \frac{Z_k}{\delta_{y\theta}} : \quad (50)$$

Պնևմատողի կողատարման դիմադրության վրա ազդում են դողի կառուցվածքային չափերը և օդի ճնշումը:

Ըստ (50) հավասարման՝ կողային ուժի և կողատարման անկյան միջև ուղղագծային կապը ճիշտ է միայն այն դեպքում, երբ կողատարումը չի ուղեկցվում կողասափքով: Այսինքն՝ կողատարման անկյան որո-

շակի արժեքների համար $\delta_{y\theta} \leq 3 - 5^0$: Նշվածից $\delta_{y\theta}$ -ի ավելի մեծ արժեքների դեպքում սկսվում է դողի արագ զարգացող կողասահք, որը վերածվում է կողատարման:

Հարկ է նշել, որ կողատարման դեպքում բացակայում է հենարանի նկատմամբ պնևմատիկ կողասահքը, և կա միայն պնևմատիկ կողային դեֆորմացիա:



Նկ. 14. Պնևմատիկ կողատարման սխեման:

3.2.5. Անկյունային դեֆորմացիայի դիմադրություն

Եթե պլաննադողի նկատմամբ նորմալ ուժից բացի կիրառենք ճանապարհի հարթությանը զուգահեռ M_ψ մոմենտը, ապա կառաջանա դողի անկյունային դեֆորմացիա, որն արտահայտվում է նրանով, որ դողի ծածկոցի $a - a$ միջնագիծը շեղվում է ինչ-որ ψ անկյունով և ճանապարհին հենման հարթությունում ընդունում $\delta - \delta$ դիրքը (նկ. 15):



Նկ. 15. Պլաննադողի անկյունային դեֆորմացիան:

Ավտոմոբիլների տեսությունում ընդունված է՝

$$M_\psi / \psi = K_\psi, \quad (51)$$

K_ψ -ն պլաննադողի անկյունային կոշտությունն է:

Անկյունային դեֆորմացիայի (ճկվածության) շնորհիվ դողը կարող է շարժման առաջադրված հետագծից շեղվել որոշ չափով առանց

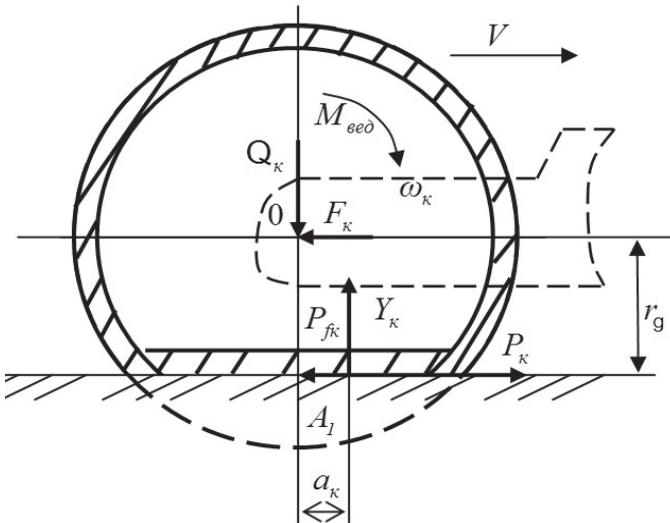
սահքի, ինչը հնարավորություն է տալիս նվազեցնել դողի մաշը դարձերի դեպքում:

Պննմադողի շառավիղը տարբեր դեֆորմացիաների պատճառով չունի կոշտ անվի նման հաստատուն արժեք: Ինչպես արդեն նշվել է՝ կան պննմադողի տարբեր շառավիղներ՝ ազատ՝ r_{ce} , ստատիկ՝ r_{cm} , դինամիկ՝ r_{δ} : Չբեռնված անվադողն ունի ազատ շառավիղ: Այն կարող է միայն փոխվել՝ կախված օդի ճնշումից, գործնական խնդիրներում ընդունվում է հաստատուն:

Ընդհանուր առմամբ դեֆորմացվող ճանապարհով շարժվելիս դինամիկ շառավիղն ավելի մեծ է, քան անվի պտտման առանցքից մինչև չդեֆորմացվող մակերեսը և ավելի փոքր, քան անվի պտտման առանցքից մինչև անվահետքը եղած հեռավորությունը:

3.3. ՏԱՆՈՂ ԱՆՎԻ ԱՇԽԱՏԱՆՔԸ. ՏԵՂԱՊՏՈՒՅՑ

Տանող անվի վրա գործում է $M_{Be\Delta}$ տանող մոմենտը, այն պտտվում է ω_k անկյունային արագությամբ և ունի r_k գլորման շառավիղ (նկ.16):



Նկ. 16. Տանող անվի վրա ազդող ուժերը և մոմենտները:

Տանող մոմենտը տանող անվի վրա առաջացնում է շոշափող քարշիչ ուժ՝ $P_k = \frac{M_{\text{եզ}}}{r_k}$, որը գործում է շարժման ուղղությամբ: Անվի վրա ազդում է ավտոմոբիլի (տրակտորի) կրող տարրերի ռեակցիան՝ F_K -ն, անվի վրա ուղղահայաց բեռնվածքը՝ G_n -ն և դրան համապատասխան գետնից անվին նորմալ հակազդման համազորը՝ Y_k -ն, ինչպես նաև գլորման դիմադրության ուժը՝ P_{f_k} -ն:

Տանող անվի վրա ազդող արտաքին ուժերի հավասարակշռության $\sum F_x = 0$ պայմանը կունենա հետևյալ տեսքը.

$$P_k = P_t + P_{j_k} \text{ կամ } \frac{M_{\text{բեմ}}}{r_k} = G_k f + \delta m_k \lambda \frac{dv}{dt}: \quad (52)$$

Քանի որ $M_{\text{բեմ}} = P_K r_\partial$, ապա $P_{j_k} = G_K a_K / r_\partial = G_K f_K$ և $f_K = a_K / r_K = P_{j_k} / G_K$:

Հավասարումների (52) համակարգը ելակետային է տանող անվի դինամիկայի վերաբերյալ խնդիրները լուծելու համար:

Բերված արտաքին ուժերի ազդեցությամբ ավտոմոբիլը և տրակտորը շարժվում են $V_T = \frac{n_e r_\partial}{i_{mp}}$ արագությամբ, որը կոչվում է շարժման

տեսական արագություն: r_∂ -ն տանող անվի դինամիկ շառավիղն է:

Փորձնական հետազոտությունները ցույց են տալիս, որ ճարմանդային դիմադրության P_{kp} ուժի առկայությամբ տրակտորները շարժվում են V_T -ից ավելի փոքր արագությունով, որն անվանում են շարժման աշխատանքային կամ իրական արագություն՝ $V_\partial < V_T$ (երբ $P_{kp} > 0$): Սա պայմանավորված է ֆիզիկական մի երևույթով, որն անվանում են *տեղապույտ*: Տեղապույտը տանող անվի սահքն է գետնի հետ հպման հարթությունում, երբ անվավոր և թրթուրավոր տրակտորների մոտ առկա է շարժմանը հակառակ ուղղված ճարմանդային դի-

մադրության ուժը՝ P_{np} -ն: Դա ավելի ակնառու է գյուղատնտեսական նշանակության տրակտորների մոտ այն պարզ պատճառով, որ տրակտորների մոտ ճարմանդային ուժը շատ ավելի մեծ է, քան ավտոմոբիլի կցորդի դիմադրության ուժը: Ուստի տանող անվի (թրթուրի) տեղապտույտը դիտարկվում է միայն գյուղատնտեսական նշանակության տրակտորների մոտ:

Տեսական մեխանիկայում կինեմատիկական է կոչվում այն անվի շառավիղը, որը գլորվում է V_δ արագությամբ, առանց սափքի և տեղապտույտի, ω_k անկյունային արագությամբ:

Տեղապտույտի դեպքում անվավոր և թրթուրավոր ինքնագնաց մեքենաների շարժման իրական արագությունը կլինի՝ $V\delta = \omega_k r_K$, որտեղ r_K -ն անվի կինեմատիկական շառավիղն է: Քանի որ այն ավելի փոքր է անվի դինամիկ շառավիղից ($r_K < r_\delta$), ապա $V_\delta < V_T$: Արագության կորուստը տեղապտույտի առկայության դեպքում կլինի՝

$$V_\delta = V_T - V_\delta = \omega_k (r_k - r_\delta):$$

$$\frac{V_\delta}{V_T} = \delta\text{-ն սա տեղապտույտի գործակիցն է: Ակնհայտ է, որ}$$

$$\delta = \frac{\omega_k (r_k - r_\delta)}{\omega_k r_k} = 1 - \frac{r_\delta}{r_k}, \text{ որտեղից } r_K = r_\delta (1 - \delta), \text{ հետևաբար՝ ան-}$$

վավոր և թրթուրավոր տրակտորների շարժման իրական արագությունը կլինի՝

$$V_\delta = V_T (1 - \delta): \tag{53}$$

Չաճախակի տեղապտույտի գործակիցը որոշվում է %-ներով՝

$$\delta = \left(1 - \frac{r_g}{r_k} \right) \cdot 100\% : \text{ Այդ դեպքում՝}$$

$$V_\delta = V_T \left(1 - \frac{\delta}{100} \right): \tag{54}$$

Տեղապտույտը գնահատելիս հաշվի են առնում նաև տեղապտույտի η_δ օգտակար գործողության գործակիցը, որը որոշվում է հետևյալ բանաձևով.

$$\eta_\delta = \frac{r_\delta}{r_k} \quad \text{կամ} \quad \eta_\delta = \frac{V_\delta}{V_T},$$

հետևաբար՝

$$\delta = 1 - \eta_\delta :$$

Ի տարբերություն ավտոմոբիլների՝ տրակտորները քարշային մեքենաներ են, որոնք բեռնվում են քարշիչ ուժով, աշխատում են հիմնականում գյուղատնտեսական ագրոֆոնում, որն էապես տարբերվում է պինդ ծածկույթով ճանապարհներից: Այդ պատճառով էլ տեղապտույտը տրակտորի ընթացային մասի տանող անիվների և թրթուրների համար աշխատանքի պարտադիր գործընթաց է, որը միշտ պետք է հաշվի առնել:

Տեսականորեն տեղապտույտը սկսվում է տրակտորի շարժման սկզբից, երբ տանող անվի վրա գործում է տանող մոմենտը՝ $M_{\text{եծ}}$ -ն և շոշափող քարշիչ ուժը՝ P_k -ն, այնուհետև դրանց մեծացմանը զուգահեռ ավելանում է անվի և հողի դեֆորմացիան, արդյունքում՝ նաև տեղապտույտը: Տանող անվի վրա շոշափող քարշիչ ուժը կարող է աճել այնքան, քանի դեռ տեղապտույտը չի հասել իր սահմանային արժեքին: Հետազոտությունների արդյունքում պարզվել է, որ շոշափող քարշիչ ուժի առավելագույն արժեքին համապատասխանող տանող անիվների տեղապտույտը փոփոխվում է 20 – 30 % սահմաններում:

Բացի P_k շոշափող քարշիչ ուժից՝ տեղապտույտի վրա էապես ազդում է անվի վրա ուղղաձիգ բեռնվածքի մեծությունը՝ G_k -ն, քանի որ այդ մեծությունից է կախված հողի հետ անվի կցման ուժը՝ P_{cu} -ն: Տանող անվի վրա գունարային ուղղաձիգ բեռնվածքն անվանում են կցման ուժ՝ $Y_k = P_{cu}$, իսկ $\frac{P_k}{P_{cu}} = \varphi_{ucy}$ -ն՝ կցման զանգվածի օգտագործման գործակից: Ընդ որում՝ φ_{ucy} -ն կարող է փոփոխվել. $\varphi_{ucy} = 0$, երբ $P_k = 0$, $\varphi_{ucy} = \varphi_{\text{max}}$, երբ $P_k = P_{k \text{ max}}$:

Յետազոտությունները ցույց են տվել, որ տեղապտույտի գործակիցը կախված է հիմնականում ճարմանդային ուժի մեծությունից՝ $\delta = F(P_{kp})$, նաև այն բանից, որ $P_{kp} = 0$ տանող անիվը տեղապտույտի չի ենթարկվում: Տեղապտույտի գործակցի արժեքը կախված է հողի ֆիզիկամեխանիկական հատկություններից և տրակտորի ընթացային մասի կառուցվածքային առանձնահատկություններից:

Փորձնական եղանակով տեղապտույտի գործակցի որոշման համար անհրաժեշտ է որոշել տանող անիվների կինեմատիկական՝ r'_k և դինամիկական՝ r'_d շառավիղները: Տանող անվի կինեմատիկական շառավիղը որոշելու համար հաշվում են ընտրված հողածածկույթի վրա չափաբերված ճանապարհը ($L_{\text{շօհ}}$) անցնելիս ճարմանդային ուժով բեռնված տրակտորի տանող անվի պտուտաթվերը՝

$$(n_{\text{թօ}}): L_{\text{շօհ}} = 2\pi r'_k \cdot n_{\text{թօ}},$$

հետևաբար՝

$$r'_k = L_{\text{շօհ}} / (2\pi n_{\text{թօ}}):$$

Տանող անվի դինամիկական շառավիղը գործնականում դժվար է որոշել, քանի որ հնարավոր չէ ստեղծել տանող անվի՝ առանց տեղապտույտի շարժման պայմաններ: Ուստի այն որոշվում է մոտավոր եղանակով երկու պայմանների դեպքում՝

1. կայուն պարապ ընթացքով շարժվելիս տրակտորի տանող անիվները տեղապտույտի չեն ենթարկվում,

2. դինամիկական շառավիղը հաստատուն մեծություն է և կախված չէ ճարմանդային ուժից ու շարժման պայմաններից:

Յաշվի առնելով նշված պայմանները՝ r'_d դինամիկական շառավիղը որոշելու համար հաշվում են $L_{\text{շօհ}}$ չափաբերված ճանապարհի վրա տանող անվի պտուտաթվերը $n_{\text{շօլ}}$ պարապ ընթացքով շարժվելիս:

Այնուհետև $L_{\text{շօհ}} = 2\pi r'_d \cdot n_{\text{շօլ}}$ հավասարումից որոշում են, որ

$$r'_d = L_{\text{շօհ}} / (2\pi n_{\text{շօլ}}):$$

Տանող անիվների տեղապտույտի դեպքում, ի տարբերություն պարապ ընթացքով շարժման, տրակտորն անվի մեկ պտույտի դեպքում անցնում է ավելի կարճ ճանապարհ, ուստի $n_{\text{թօ}} > n_{\text{շօլ}}$:

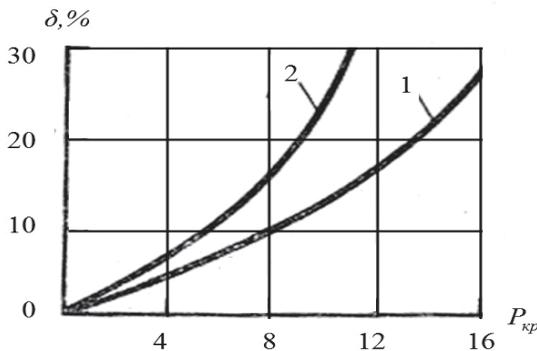
Չափումների արդյունքում որոշվում է տեղապտույտի գործակիցը՝

$$\delta = 1 - r_k / r_d = \left(1 - \frac{n_{\text{холл}}}{n_{\text{паб}}} \right) \cdot 100\% \quad (55)$$

Նկար 17-ում տրված է անվավոր տրակտորի տեղապտույտի գործակցի փոփոխման բնութագիրը երկու տարբեր հողային պայմանների համար: Ըստ այդ բնութագրի՝ ճարմանդային ուժի մեծացումը հանգեցնում է տեղապտույտի գործակցի աճի, ընդ որում՝ փխրուն հողերի վրա տեղապտույտի գործակիցն ավելի արագ է աճում:

Տանող անվի տեղապտույտը բացասաբար է անդրադառնում տրակտորի ագրոտեխնիկական և տեխնիկատնտեսական բնութագրերի վրա: Շահագործման նորմալ պայմաններում տանող անիվների տեղապտույտը չպետք է գերազանցի թույլատրելի սահմանները:

Տեղապտույտի արժեքները տարբեր են՝ կախված հողային պայմաններից, տեխնոլոգիական գործընթացի առանձնահատկություններից և ագրեզատի կառուցվածքային պարամետրերից: Համաձայն փորձնական հետազոտությունների՝ տանող անվի տեղապտույտի գործակիցը քարշիչ ուժի անվանական արժեքի դեպքում պինդ հողերի (խոզան, անմշակ հողեր) համար կարող է լինել $\delta = 15 - 18 \%$, իսկ փխրուն հողերի համար (վարած դաշտ) $\delta = 25 - 30 \%$: Թրթուրավոր տրակտորների մոտ այն կարող է լինել $\delta = 5 - 8 \%$:



Նկ.17. Տեղապտույտի գործակցի փոփոխման բնութագիրը՝ կախված $P_{кп}$ ճարմանդային ուժից.

1. խոզանի վրա, 2. ցանքի համար նախատեսված դաշտում:

Տեղապտույտի վրա էապես ազդում են նաև տրակտորի ընթացա-
յին մասի տեսակը և անիվային բանաձևը: Ընդ որում՝ տանող անիվներ-
ով և թրթուրավոր բուլոր տրակտորների մոտ տանող անվի տեղա-
պտույտի գործակիցը փոքր է, իսկ կառուցվածքային չափերով մանր,
ցածր ճնշումով տանող անիվների տեղապտույտի գործակիցը՝ մեծ:

3.4. ՏԱՆՈՂ ԱՆՎԻ ՕԳՏԱԿԱՐ ԳՈՐԾՈՂՈՒԹՅԱՆ ԳՈՐԾԱԿԻՑ

Տանող անիվը ինքնագնաց մեքենայի կարևորագույն հանգույցն է, որը շարժիչից ստացած մեխանիկական էներգիան վերածում է օգտակար աշխատանքի, ինչն էլ գնահատվում է օգտակար գործողու-
թյան գործակցով:

Դիտարկենք էլաստիկ պնևմատիկ գլորումը դեֆորմացվող հիմ-
քի՝ հողի վրա: Ընդունենք, որ անիվը հորիզոնական ճանապարհով
շարժվում է հավասարաչափ, և օդի դիմադրությունը բացակայում է:
Նկար 16-ում տրված են տանող անվի վրա ազդող ուժերը և մոմենտ-
ները՝ տանող մոմենտը՝ M_{bcil} -ը, ճարմանդային ուժը՝ P_{kp} -ն՝ բերված
տրակտորի հենքի վրա, անվի վրա նորմալ բեռնվածքը՝ G_k -ն, կրող
տարրերի վրա հողի ռեակցիայի հորիզոնական բաղադրիչը՝ F_k -ն և
անվի նկատմամբ հողի ուղղաձիգ հակազդումը՝ Y_k -ն:

Օգտակար աշխատանքի վերածված հզորության՝ N_k -ի և տանող
անվին հաղորդված հզորության՝ N_T -ի հարաբերությունը անվանենք
անվի օգտակար գործողության գործակից՝ η_k :

$$\eta_k = \frac{N_k}{N_T} : \tag{56}$$

Քանի որ $M_T = M_{e\partial} \cdot w_k$ և $M_k = X_k \cdot V_\partial$, կունենանք՝

$$\eta_k = \frac{X_k \cdot V_\partial}{M_{e\partial} \cdot \omega_k},$$

որտեղ ω_k -ն տանող անվի պտտման անկյունային արագությունն է:

Տանող անվի պտտման՝ 0 առանցքի վրա ազդող արտաքին ուժերի հավասարակշռության պայմանից հետևում է, որ՝

$$M_{\text{всд}} = X_k \cdot r_T + Y_k \cdot a_k ,$$

կամ՝

$$X_k = \frac{M_{\text{всд}} - M_f}{r_T} ,$$

որտեղ $Y_k \cdot a_k = M_f$ -ն անվի գլորման դիմադրության մոմենտն է:

Չետևաբար՝ տանող անվի օգտակար գործողության գործակցի համար կունենանք՝

$$\eta_k = \frac{M_{\text{всд}} - M_f}{r_T} \cdot \frac{V_\delta}{M_{\text{всд}} \cdot w_k} = \frac{M_{\text{всд}} - M_f}{M_{\text{всд}}} \cdot \frac{V_\delta}{r_T \cdot w_k} :$$

Կամ հաշվի առնելով, որ $V_T = w_k \cdot r_T$, կունենանք՝

$$\eta_k = \frac{M_{\text{всд}} - M_f}{M_{\text{всд}}} \cdot \frac{V_\delta}{V_T} = \frac{P_k \cdot r_k - P_f \cdot r_k}{P_k \cdot r_k} \cdot \frac{V_\delta}{V_T} = \frac{P_{kp}}{P_k} \cdot \frac{V_\delta}{V_T} :$$

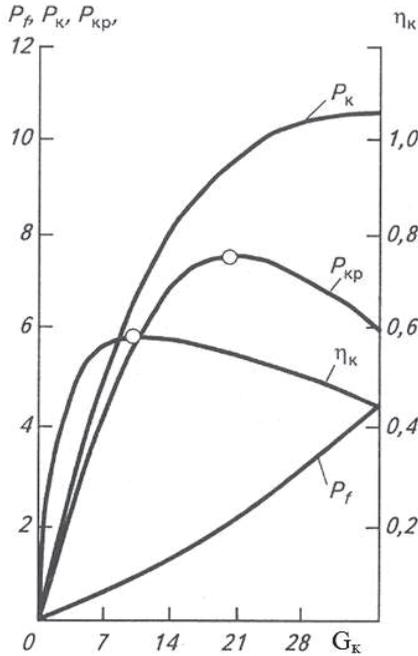
Չաշվի առնելով նաև, որ $P_k = \lambda_k G \cdot \varphi$, $P_f = G \cdot t$,

$V_\delta = V_T (1 - \delta)$, կունենանք՝

$$\eta_k = \left(1 - \frac{f}{\lambda_k} \cdot \varphi \right) \cdot (1 - \delta) = \eta_f \cdot \eta_\delta , \quad (57)$$

որտեղ η_f -ն և η_δ -ն անվի գլորման դիմադրությունները և տեղապտույտը հաշվի առնող գործակիցներն են:

Ստացված (57) արտահայտությունից հետևում է, որ տանող անվի օգտակար գործողության գործակիցը մեծացնելու համար անհրաժեշտ է մեծացնել կցման զանգվածը ($G_{\text{сш}} = G \cdot \lambda_k \varphi$) և նվազեցնել գլորման դիմադրություններն ու տեղապտույտը:



Նկ.18. 12-38 չափերով տանող անվի քարշային հատկանիշների ցուցանիշներն ըստ կցման զանգվածի:

Նկար 18-ում տրված է տանող անվի քարշային հատկանիշների բնութագրական ցուցանիշների փոփոխությունն ըստ անվի վրա ուղղաձիգ բեռնվածքի՝ $Y_k = \lambda_k \cdot G$: Գլորման դիմադրության ուժը՝ P_f -ն, կախված անվի ուղղաձիգ բեռնվածքից, աճում է գործնականում ուղիղ գծի օրենքով, իսկ շոշափող քարշիչ՝ P_k և ճարմանդային՝ P_{kp} ուժերը G_k -ի որոշակի արժեքից հետո չեն աճում: P_{kp} ուժն ունի ընդգծված կորություն, որի գագաթը համապատասխանում է G_k -ի սահմանային արժեքին՝ 20 կՆ: Անհրաժեշտ է նշել, որ տանող անվի օգտակար գործողության գործակիցն ունի առավելագույն արժեքը P_k և P_{kp} ուժերի ոչ առավելագույն արժեքների դեպքում: Գլորման դիմադրության ուժի և տեղապտույտի վրա ազդող բոլոր տեխնիկաշահագործական պայմանները նույն կերպ են ազդում տանող անվի օգտակար գործողության գործակցի վրա:

ԳԼՈՒԽ 4

ԱՎՏՈՍՈՐԲԻԼԻ ՔԱՐՇԱՅԻՆ ՀԱՏԿԱՆԻՇՆԵՐԸ

4.1. ԱՎՏՈՍՈՐԲԻԼԻ ՏՐԱՆՍԽԻՄԱՅԻ ՓՈԽԱՆՑՄԱՆ ԹՎԵՐԻ ՈՐՈՇՈՒՄԸ

Ավտոմոբիլաշինության մեջ ընդունված է, որ տրանսմիսիայի փոխանցման թվերի շարքը՝ $i_{TP1}, i_{TP2}, \dots, i_{TPZ}$ -ն, կազմում է երկրաչափական պրոգրեսիա:

Դասական հարմարադասմամբ՝ ավտոմոբիլների տրանսմիսիայի փոխանցման թիվը փոխանցումների տուփի փոխանցման թվի և գլխավոր փոխանցման թվի արտադրյալն է՝

$$i_{TP} = i_{kn} \cdot i_0, \quad (58)$$

որտեղ i_{kn} -ն փոխանցումների տուփի փոխանցման թիվն է, i_0 -ն՝ գլխավոր փոխանցման թիվը, որն անկախ այդ ազդեցատի կառուցվածքային առանձնահատկություններից՝ կարելի է ընդունել հաստատուն՝ $i_0 = const$:

Հետևաբար՝ փոխանցումների տուփի փոխանցման թվերի շարքը՝ $i_{kn1}, i_{kn2}, \dots, i_{knZ}$ -ն, նույնպես կազմում է երկրաչափական պրոգրեսիա:

Այդ շարքի համար կունենանք՝ $i_{knz} = i_{kn1} \cdot q^{z-1}$ և

$$q = z^{-1} \sqrt{\frac{i_{knz}}{i_{kn1}}}, \quad (59)$$

որտեղ z -ը տրանսմիսիայի հիմնական փոխանցումների քանակն է, q -ն՝ երկրաչափական պրոգրեսիայի հայտարարը:

Որպես կանոն՝ փոխանցումների տուփի վերջին փոխանցումն ընտրվում է որպես ուղիղ փոխանցում՝ $i_{knz} = 1$, երբ ծնկածն լիսեռի պտուտաթվերը թվապես հավասար են փոխանցումների տուփի առաջնային լիսեռի պտուտաթվերին:

Ըստ այդմ՝ (59) հավասարումը կստանա հետևյալ տեսքը.

$$q = z^{-1} \sqrt{\frac{1}{i_{k_{n1}}}} : \quad (60)$$

Գլխավոր փոխանցման թվի որոշման համար գրենք ավտոմոբիլի արագության որոշման բանաձևը շարժման առավելագույն արագության համար՝ ընդունելով, որ ավտոմոբիլն առավելագույն արագությունը զարգացնում է վերջին փոխանցումով:

$$V_{\max} = \frac{n_v r_k}{i_{TPZ}} = \frac{n_v r_k}{i_0},$$

որտեղ $i_{TPZ} = i_{k_{nz}} \cdot i_0 = i_0$:

Քանի որ $i_{k_{nz}} = 1$, հետևաբար՝

$$i_0 = \frac{n_v r_k}{V_{\max}} : \quad (61)$$

Փոխանցումների տուփի առաջին փոխանցման թիվը որոշվում է ավտոմոբիլին առաջադրված առավելագույն ճանապարհային դիմադրությունների՝ ψ_{\max} -ի հաղթահարման պայմանից: Այդ պայմանն ունի հետևյալ տեսքը.

$$P_{k1} \geq P_{\psi_{\max}}, \quad (62)$$

որտեղ P_{k1} -ն առաջին փոխանցման դեպքում տանող անիվների վրա գործող շոշափող քարշիչ ուժն է՝

$$P_{k1} = \frac{M_{g_{\max}} \cdot i_{Tp1} \cdot \eta_{mp}}{r_k} = \frac{M_{g_{\max}} \cdot i_{k_{n1}} \cdot i_0 \cdot \eta_{mp}}{r_k},$$

$P_{\psi_{\max}}$ -ը ճանապարհային դիմադրությունների բերված ուժի առավելագույն արժեքն է՝

$$P_{\psi_{\max}} = G \psi_{\max} :$$

Ավտոմոբիլին առաջադրված վերելքի հաղթահարման առավելագույն անկյան արժեքի՝ α_{\max} -ի համար կունենանք՝

$$\psi_{\max} = f \cos \alpha_{\max} + \sin \alpha_{\max} :$$

Հետևաբար՝ (62) պայմանը կունենա հետևյալ տեսքը.

$$\frac{M_{g_{\max}} \cdot i_{k_{n1}} \cdot i_0 \cdot \eta_{mp}}{r_k} \geq G\psi_{\max},$$

որտեղից՝

$$i_{k_{n1}} \geq \frac{G\psi_{\max} \cdot r_k}{M_{g_{\max}} \cdot i_0 \cdot \eta_{mp}}: \quad (63)$$

Քանի որ առաջին փոխանցման թվի որոշման (63) պայմանը ստացվել է շոշափող քարշիչ ուժի առավելագույն արժեքի համար, ապա այն պետք է ստուգել նաև կցման պայմանով՝

$$P_{k_{\max}} \leq P\varphi_{\max}, \quad (64)$$

որտեղ $P\varphi_{\max} = G_k \cdot \varphi_{\max}$ կցման ուժի առավելագույն արժեքն է, G_k -ն՝ տանող անիվների ուղղաձիգ բեռնվածքը՝ $G_k = \lambda_k \cdot G$, λ_k -ն՝ տանող անիվների բեռնվածության գործակիցը, φ -ն՝ կցման գործակցի առավելագույն արժեքը, ասֆալտապատ, չոր ճանապարհների համար՝ $\varphi_{\max} = 0,7 \div 0,8$:

Յետևաբար՝ կցման (64) պայմանը կգրվի այսպես՝

$$\frac{M_{g_{\max}} \cdot i_{k_{n1}} \cdot i_0 \cdot \eta_{mp}}{r_k} \leq \lambda_k G\varphi_{\max},$$

որտեղից՝

$$i_{k_{n1}} \leq \frac{\lambda_k G\varphi_{\max} \cdot r_k}{M_{g_{\max}} \cdot i_0 \cdot \eta_{mp}}: \quad (65)$$

(63) և (65) անհավասարությունների համակարգի համատեղ լուծման արդյունքում կստանանք $i_{k_{n1}}$ -ի փոփոխման սահմանները: Եթե առաջին փոխանցման թվի արժեքները, որոշված ճանապարհային դիմադրությունների հաղթահարման (63) և կցման (65) պայմաններից, կազմուն են փակ միջակայք, ապա փոխանցումների տուփի առաջին փոխանցման թիվն ընտրվում է հավասար (63) պայմանով ստացված թվին: Եթե (63) և (65) անհավասարությունների համակարգի լուծումը կազմուն է բաց միջակայք, ապա դա նշանակում է, որ առաջադրված ճանապարհային դիմադրությունների գործակցի առավելագույն արժե-

քի՝ ψ_{\max} -ի դեպքում ավտոմոբիլը չի կարող հաղթահարել առաջադրված ճանապարհային դիմադրությունները՝ $P_{\psi \max}$ -ը:

Այս դեպքում ընտրում ենք ճանապարհային դիմադրությունների բերված գործակցի՝ առաջադրվածից ավելի փոքր արժեքներ, վերահաշվարկում $i_{k_{n1}}$ -ը (63) հավասարումով այնպես, որ այն լինի ավելի փոքր, քան $i_{k_{n1}}$ -ը՝ որոշված (65) պայմանից, նաև ընտրում առաջին փոխանցման թվի վերահաշվարկված արժեքը:

Ըստ փոխանցման տուփի առաջին փոխանցման թվի՝ (60) արտահայտությամբ որոշվում է երկրաչափական պրոգրեսիայի հայտարարը՝ q -ն, (61) արտահայտությամբ՝ գլխավոր փոխանցման թիվը՝ i_0 -ն, փոխանցումների տուփի մնացած փոխանցման թվերը՝ (59) և տրանսմիսիայի փոխանցման թվերը՝ (58) արտահայտություններով:

4.2. ԴԻՆԱՄԻԿԱԿԱՆ ԳՈՐԾՈՆ ԵՎ ԴԻՆԱՄԻԿԱԿԱՆ ԲՆՈՒԹԱԳԻՐ

Ավտոմոբիլների քարշարագային հատկանիշների գնահատման համար ավտոմոբիլների տեսությունում օգտագործում են «դինամիկական գործոն» հասկացությունը: Այն որոշելու համար գրենք ավտոմոբիլի քարշային հաշվեկշռի հավասարումը ճանապարհի հորիզոնական տեղամասի համար՝

$$P_k - P_w = P_{\psi} + P_j: \quad (66)$$

Բաժանենք (66) հավասարման աջ և ձախ մասերը ավտոմոբիլի ընդհանուր կշռի վրա, կստանանք՝

$$\frac{P_k - P_w}{G} = \frac{P_{\psi} + P_j}{G}: \quad (67)$$

$P_k - P_w$ ուժը ավտոմոբիլի շարժմանը դիմադրող արտաքին ուժերի հաղթահարման քարշիչ ուժն է՝ առանց օդի դիմադրության ուժի: Իսկ $\frac{P_k - P_w}{G}$ հարաբերությունը բնութագրում է ավտոմոբիլի միավոր կշռին բաժին ընկնող տեսակարար քարշիչ ուժը: Ավտոմոբիլ-

ների տեսությունում այն անվանում են ավտոմոբիլի դինամիկական գործոն՝

$$\frac{P_k - P_w}{G} = D: \quad (68)$$

(67) հավասարումից հետևում է, որ՝

$$D = \frac{P_\psi + P_j}{G}, \quad (69)$$

որտեղ $P_\psi = \psi \cdot G$, իսկ $P_j = \delta m \frac{dV}{dt} = \delta \frac{G}{g} \frac{dV}{dt} = \delta \frac{G}{g} \cdot j$, $\frac{dV}{dt} = j$ -ն

ավտոմոբիլի արագացումն է:

Տեղադրենք P_ψ -ի և P_j -ի բերված արժեքները (69)-ում, կստանանք՝

$$D = \frac{(\psi \cdot G + \delta \cdot G) \cdot j}{G},$$

կամ՝

$$D = \frac{(g\psi + \delta) \cdot j}{g}, \quad (70)$$

որտեղից՝

$$j = \frac{D - \psi}{\delta} g: \quad (71)$$

(70) և (71) հավասարումներից հետևում է, որ դինամիկական գործոնի արժեքով են պայմանավորված ավտոմոբիլի ψ ճանապարհային դինադրության հաղթահարման հնարավորությունները և ավտոմոբիլի արագացումը: Միևնույն ժամանակ եթե $V = const$, $j = 0$, ապա $D = \psi$:

Դինամիկական գործոնը ավտոմոբիլի քարշարագային հատկանիշների գնահատման չափանիշն է: Այդ պատճառով նախագծման փուլում ավտոմոբիլի քարշարագային հատկանիշների գնահատման համար կառուցվում է ավտոմոբիլի դինամիկական բնութագիրը $D = F(V)$ տեսքով: Կառուցումների համար հիմք են (69) հավասարումը և շարժիչի արտաքին բնութագիրը (նկ. 6): Տանող անիվների վրա գործող շոշափող քարշիչ ուժը (P_k) և օդի դինադրության ուժը (P_w) որոշվում են հետևյալ բանաձևերով.

$$P_k = \frac{M_e \cdot i_{mp} \cdot \eta_{mp}}{r_k} \quad \text{և} \quad P_w = KFV^2 :$$

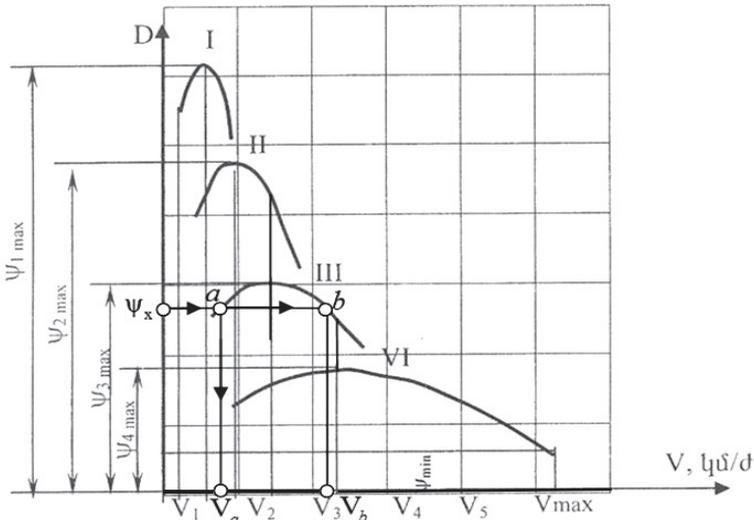
Ըստ այդմ՝ դինամիկական գործոնի կախվածությունը ավտոմոբիլի շարժման արագությունից կունենա հետևյալ տեսքը.

$$D = \frac{M_e \cdot i_{mp} \cdot \eta_{mp} - kFV^2}{G} : \quad (72)$$

Խնդիրը լուծելիս շարժիչի լիսեռի պտուտաթվերի վեց կամ յոթ արժեքների համար որոշում են ավտոմոբիլի շարժման արագությունների առնվազն վեց արժեքներ (տրանսմիսիայի բոլոր փոխանցման թվերի համար) օգտվելով այս բանաձևից՝

$$V = \frac{n_e \cdot r_k}{i_{mp}} : \quad (73)$$

Այնուհետև շարժիչի արտաքին բնութագրից ընտրված ավտոմոբիլի շարժման արագությունների և դրանց համապատասխանող շարժիչի պտտող մոմենտների զույգ արժեքների համար (72) բանաձևով որոշվում են դինամիկական գործոնի արժեքները (բոլոր փոխանցումների համար), և կառուցվում է $D = F(V)$ դինամիկական բնութագիրը (ճկ. 19):



Նկ.19. Ավտոմոբիլի դինամիկական բնութագիրը:

Ծիշտ կառուցումների դեպքում վերջին փոխանցման դինամիկական բնութագրի կորի և առավելագույն արագությանը համապատասխանող կետից տարված ուղղահայացի հատման կետի օրդինատը կհամընկնի ճանապարհային դինադրությունների բերված գործակցի նվազագույն արժեքին՝ ψ_{\min} -ին: Դինամիկական բնութագրի առանձնահատկությունն այն է, որ օրդինատների առանցքի վրա կարելի է ընտրել ճանապարհային դինադրությունների բերված գործակցի ցանկացած արժեք ($\psi_1, \psi_2 \dots$) և որոշել, թե այդ ճանապարհային պայմաններում ինչպիսի i վերելք կարող է հաղթահարել ավտոմոբիլը ($i = D - \psi$) կամ ինչ արագացում կարող է զարգացնել ($j = \frac{D - \psi}{\delta} \cdot g$):

Ստացված բնութագիրը հնարավորություն է տալիս լուծել ավտոմոբիլի քարշարագային հատկանիշների գնահատմանը վերաբերող գործնական խնդիրներ:

Օրինակ 1. Պահանջվում է որոշել, թե որ փոխանցումով և ինչպիսի V_{\max} արագությամբ կարող է ավտոմոբիլը հաղթահարել ասֆալտապատ, α թեքությամբ վերելքը: Առաջադրված պայմաններին համապատասխան ճանապարհային դինադրությունների բերված ψ_x գործակիցը կլինի՝

$$\psi_x = f \cdot \cos\alpha + \sin\alpha:$$

Ըստ դինամիկական գործոնի սահմանման՝ եթե $V = const$, ապա $D = \psi_x$:

Չետևաբար՝ ψ_x -ի հաշվարկած արժեքը կարող ենք տեղադրել $D = F(V)$ բնութագրի՝ նկար 19-ի օրդինատների առանցքի վրա և ստացված կետից զուգահեռ տանել արագությունների առանցքին՝ մինչև կորերից որևէ մեկին հատվելը (a և b կետեր): Քանի որ $V_\delta > V_a$, ապա պետք է ընդունել, որ ավտոմոբիլն առաջադրված վերելքը կհաղթահարի երրորդ փոխանցմամբ, V_δ արագությամբ:

Օրինակ 2. Որոշել, թե ինչպիսի առավելագույն թեքությամբ ասֆալտապատ վերելք կարող է հաղթահարել լրիվ բեռնված ավտոմոբիլն առաջին փոխանցումով:

Որոշվում է առաջադրված ճանապարհային պայմանների համար դինամիկական գործոնի առավելագույն արժեքը՝ D'_{\max} -ը և հավասարեցվում ճանապարհային դինամոթությունների բերված գործակցին՝ ψ -ին:

$$D = \psi, \quad D'_{\max} = f \cos \alpha + \sin \alpha_x:$$

Այս հավասարումը լուծվում է α_x -ի նկատմամբ, ստացվում է՝

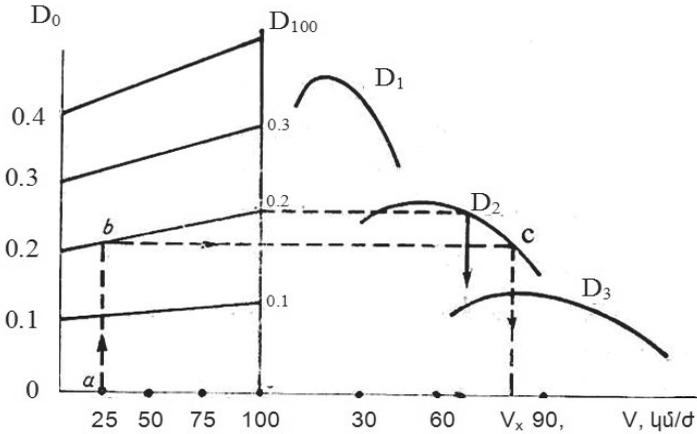
$$\alpha_x = 2 \operatorname{arctg} \frac{1 \pm \sqrt{1 - (f - D)^2}}{(f - D)}: \quad \text{Յետևաբար՝ ավտոմոբիլն առաջին փո-}$$

խանցումով կարող է հաղթահարել α_x առավելագույն թեքությամբ վերելք:

Ավտոմոբիլի դինամիկական բնութագիրը կառուցվում է լրիվ բեռնված ավտոմոբիլի համար: Սակայն ավտոմոբիլի շահագործման ժամանակ դրա ծանրության ուժը կախված է փոխադրվող բեռի (ուղևորների) քանակից և հաստատուն չէ: Որպեսզի հնարավոր լինի որոշել ոչ լրիվ բեռնված ավտոմոբիլի քարշային հատկանիշները, կառուցվում է դրա դինամիկական անձնագիրը՝ դինամիկական բնութագրի և ավտոմոբիլի բեռնվածության նոմոգրամի ամբողջությունը (նկ. 20): Ոչ լրիվ բեռնված ավտոմոբիլի դինամիկական գործոնը որոշվում է հետևյալ արտահայտությամբ.

$$D_x = D_{100} \frac{G}{G_x}, \quad (74)$$

որտեղ D_{100} -ը լրիվ բեռնված ավտոմոբիլի դինամիկական գործոնն է առաջին փոխանցման ժամանակ, G_x -ը՝ ոչ լրիվ բեռնված ավտոմոբիլի ընդհանուր կշիռը:



Նկ. 20. Ոչ լրիվ բեռնված ավտոմոբիլի դինամիկական բնութագիրը:

Հաշվարկում ենք դինամիկական գործոնը $D_0 = 0\%, 10\% \dots 40\%$ բեռնվածության ավտոմոբիլի համար՝ $D_0, D_{10} \dots D_{40}$ (երկրորդ քառորդ): D_{100} և D_0 օրդինատների միջև արացիսների առանցքը (ծախ) բաժանում ենք բեռնվածքի տոկոսի սանդղակի՝ 100-0, որի մասշտաբը կլինի $Q_0 = G_{100} \frac{G_0}{G} : D$, և D_0 սանդղակների՝ իրար հավասար արժեքները միացնում ենք իրար:

Դինամիկական անձնագրով կարելի է լուծել ոչ լրիվ բեռնված ավտոմոբիլի քարշային հատկանիշների գնահատման վերաբերյալ խնդիրները: Օրինակ՝ որոշել ավտոմոբիլի առավելագույն արագությունը ճանապարհային դինամությունների $\psi = 0,2$ բերված գործակցի դեպքում, երբ ավտոմոբիլը բեռնված է 25 %-ով:

Լուծում. արացիսների առանցքի $a = 25\%$ կետից տանում ենք ուղղահայաց մինչև $D = \psi = 0,20$ հատվածը հատելը՝ b -ն, որտեղից էլ՝ զուգահեռ արացիսների առանցքին՝ մինչև դինամիկական գործոնի փոփոխման կորը հատելը՝ C : C կետի արացիսը: $V_x \approx 77$ կմ/ժամը կլինի

այն առավելագույն արագությունը, որով կարող է շարժվել ավտոմոբիլը առաջադրված պայմաններում: Դժվար չէ հանդգնել, որ եթե ավտոմոբիլը լիներ լրիվ բեռնված, ապա կարող էր զարգացնել ≈ 65 կմ/ժամ արագություն:

4.3. ԱՎՏՈՄՈԲԻԼԻ ԹԱՓԱՌՔԸ

Ավտոմոբիլի թափառքի գնահատման չափանիշներն են j արագացումը, մ/վ^2 , ավտոմոբիլին առաջադրված արագությունը զարգացնելու համար անհրաժեշտ t_p ժամանակը, վ, S_{pa3} ճանապարհը, մ: Թափառքի գնահատման չափանիշները որոշվում են ճանապարհի լավագույն պայմաններում՝ երբ $\psi = \psi_{\min}$:

Ավտոմոբիլի արագացումները անալիտիկ եղանակով կարելի է որոշել ավտոմոբիլի քարշային բալանսի հավասարումից՝

$$P_k = P_j + \sum P_c, \quad (75)$$

որտեղից կունենանք՝

$$\delta G j = P_k - \sum P_c \quad \text{կամ} \quad j = \frac{P_k - \sum P_c}{\delta G}: \quad (76)$$

Ստացված (76) արտահայտությունը հնարավորություն է տալիս որոշել ավտոմոբիլի շարժման արագացումը շահագործման առաջադրված պայմաններում: Նախագծման փուլում հարմար է կառուցել արագացումների բնութագիրը ավտոմոբիլի շարժման արագությունների ամբողջ միջակայքի համար՝ $[0; V_{\max}]$: Այն կառուցելու համար օգտվում ենք դինամիկական գործոնի սահմանման արդյունքում ստացված արագացումների որոշման բանաձևից՝ գրված հետևյալ տեսքով.

$$j = \frac{D - \psi}{\delta} \cdot g: \quad (77)$$

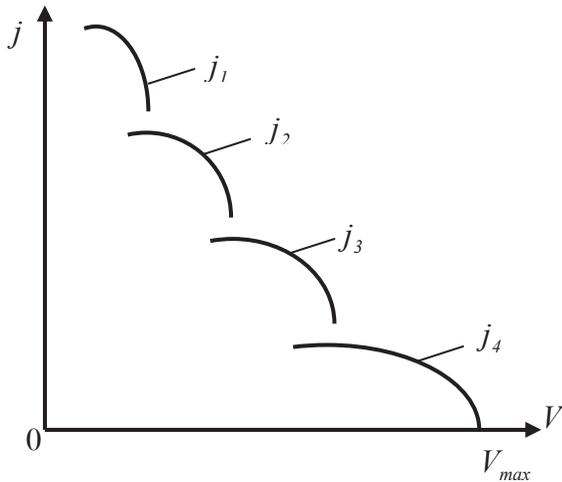
Կառուցումների համար հիմք են դինամիկական գործոնի հաշվարկման համար ստացված արագությունների և դինամիկական գործոնի՝ D -ի արժեքները: Յուրաքանչյուր փոխանցման համար ավտոմոբիլի արագության և դինամիկական գործոնի զույգ արժեքների համար որոշում ենք արագացման համապատասխան արժեքը: Յուրաքանչյուր

փոխանցման համար պտտող զանգվածները հաշվի առնող գործակիցը որոշվում է հետևյալ բանաձևով.

$$\delta = 1,04 + 0,05i_{kni}^2,$$

որտեղ i_{kn} -ն փոխանցումների տուփի փոխանցման թիվն է:

Հաշվարկները կատարում ենք բոլոր փոխանցումների համար: Կառուցումները կատարում ենք ուղղանկյուն կոորդինատային համակարգում (նկ. 21):



Նկ. 21. Ավտոմոբիլի արագացումների բնութագիրը:

Ստացված բնութագրում փոխանցումների տուփի վերջին փոխանցմանը բնորոշ արագացումների կորի և արագությունների առանցքի հատման կետը կհամապատասխանի ավտոմոբիլին առաջադրված առավելագույն արագությանը՝ V_{max} -ին:

Ստացված բնութագիրը հնարավորություն է տալիս որոշել արագացումների արժեքները յուրաքանչյուր փոխանցման համար: Այն անհրաժեշտ է նաև թափառքի ժամանակը որոշելու և ճանապարհի բնութագրերը գծագրավերլուծական եղանակով կառուցելու համար:

4.4.1. Թափառքի բնութագրերի կառուցման գծագրավերլուծական եղանակը

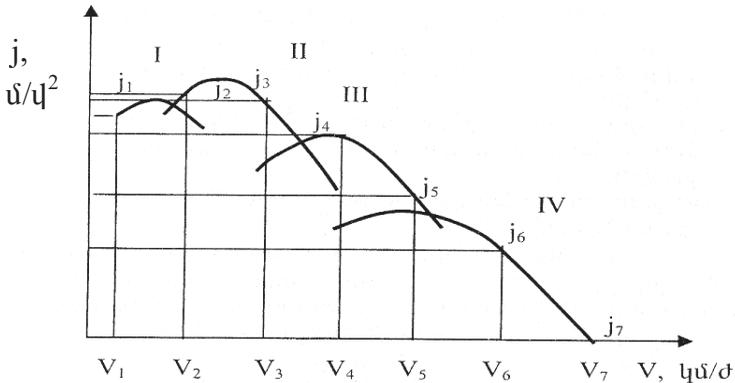
Թափառքի ժամանակի բնութագիր կառուցելու համար օգտվենք ավտոմոբիլի արագացումը որոշող հայտնի բանաձևից՝ $\frac{dV}{dt} = j$, որտեղից՝

$$dt = \frac{dV}{j} : \quad (78)$$

Որոշենք այն t_p ժամանակը, որն անհրաժեշտ է ավտոմոբիլին V_H սկզբնական արագությունից V_K վերջնական արագության անցնելու համար, երբ $V_K > V_H$:

$$\int_0^{t_p} dt = \int_{V_H}^{V_K} \frac{dV}{j} : \quad (79)$$

Հավասարման աջ մասը հնարավոր չէ ինտեգրել, քանի որ չունենք արագացման փոփոխման բնութագիրը՝ կախված արագությունից՝ տրված $j = F(V)$ տեսքով: Այդ պատճառով օգտվում ենք արագացումների բնութագրից՝ տրված նկար 22-ում: Արագացումների բնութագրում արագությունների առանցքը բաժանվում է 6-7 հավասար մասերի: Այդ կետերից տարվում են ուղղահայացներ՝ մինչև արագացման որևէ կորի հետ արտաքին հատման կետը:



Նկ. 22. Ավտոմոբիլի արագացումների բնութագիրը:

Ընդունենք, որ ցանկացած V_1 սկզբնական արագությունից ինչ-որ V_2 արագության անցնելիս (երբ $V_1 < V_2$) ավտոմոբիլը շարժվում է j_{cp} հաստատուն միջին արագացմամբ, որը թվապես հավասար է V_1 և V_2 արագություններին համապատասխան արագացումների միջին թվաբանականին՝

$$j_{cp} = \frac{j_1 + j_2}{2} :$$

V_1 և V_2 արագությունների տարբերությունը ($dV = V_2 - V_1$) հաշվի առնելով՝ (79) հավասարումից կստանանք թափառքի ժամանակը՝

$$t_p = \frac{V_2 - V_1}{j_{cp}},$$

կամ՝

$$t_p = \frac{V_2 - V_1}{j_1 + j_2} \cdot 2 : \quad (80)$$

Արագությունների՝ 0-ից V_1 , V_1 -ից V_2 , ..., V_i -ից V_{i+1} միջակայքերի համար որոշվում են թափառքի ժամանակները: Այսպես՝ $V = 0$ արագությունից V_1 արագության անցման համար ավտոմոբիլին անհրաժեշտ ժամանակը կլինի՝

$$t_p = \frac{V_1 - 0}{j_1 + 0} \cdot 2 :$$

V_1 արագությունից V_2 արագության անցնելու համար՝

$$t_p = \frac{V_2 - V_1}{j_1 + j_2} \cdot 2 :$$

V_i արագությունից $V_i + 1$ արագության անցնելու համար՝

$$t_{p_i} = \frac{V_i - V_{i+1}}{j_i + j_{i+1}} \cdot 2 :$$

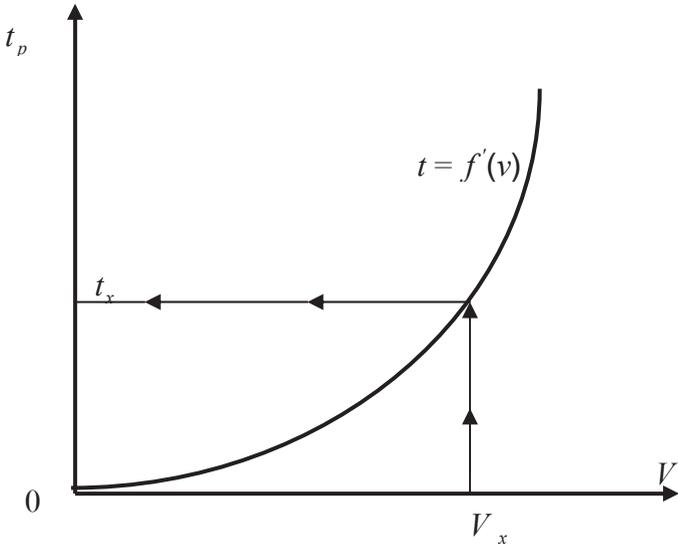
Չարկ է նշել, որ $V = 0$ արագությունից V_2 արագության անցնելու համար թափառքի ժամանակը կլինի $t_{p_{v_2}} = t_{p_0} + t_{p_1}$, իսկ $V = 0$

արագությունից V_3 արագության անցնելու ժամանակը կլինի $tV_2 = t_{p_0} + t_{p_1} + t_{p_3}$ և այսպես շարունակ: V_{\max} արագությունը զարգացնելու ժամանակը կլինի՝

$$tV_{\max} = t_{p_0} + t_{p_1} + t_{p_2} + \dots t_p :$$

Օգտվելով հաշվարկի արդյունքներից՝ ուղղանկյուն կորդինատային համակարգում կառուցում ենք թափառքի ժամանակի փոփոխման բնութագիրը (նկ. 23) կախված ավտոմոբիլի շարժման արագությունից՝ $t_p = f(V)$:

Ստացված բնութագիրը հնարավորություն է տալիս նախագծման փուլում գնահատել ավտոմոբիլի թափառքի հատկանիշները, մասնավորապես՝ որոշել, թե որքան ժամանակ է անհրաժեշտ ավտոմոբիլին առաջադրված V_x արագությունը զարգացնելու համար: Խնդիրը լուծելու համար արագությունների առանցքի վրա V_x արագությանը համապատասխանող կետից տանում ենք ուղղահայաց մինչև $t_p = f(V)$ կորի հետ հատման կետը: Այդ կետի օրդինատը՝ t_x -ը, կհամապատասխանի այն ժամանակին, որն անհրաժեշտ է ավտոմոբիլին առաջադրված V_x արագությունը զարգացնելու համար:



Նկ. 23. Ավտոմոբիլի թափառքի ժամանակի բնութագիրը:

4.4.2. Թափառքի ճանապարհի բնութագիրը

Թափառքի ճանապարհը (S_p) որոշելու համար անհրաժեշտ է օգտվել արագության որոշման $\frac{dS}{dt} = V$ հայտնի արտահայտությունից, կունենանք՝

$$dS = V dt : \quad (81)$$

V_H սկզբնական արագությունից V_K վերջնական արագության անցնելու համար, երբ $V_K > V_H$, ավտոմոբիլին անհրաժեշտ ճանապարհը որոշելիս ընդունվում է, որ ավտոմոբիլի շարժման արագությունը V_i և V_{i+1} արագությունների յուրաքանչյուր հատվածի համար հաստատուն է և հավասար այդ արագությունների միջին թվաբանականին՝

$$V_{cp} = \frac{V_i + V_{i+1}}{2} : \text{ Չետևաբար՝}$$

$$\int_0^{S_p} dS = \int_{V_H}^{V_K} V_{cp} dt : \quad (82)$$

Օգտվելով թափառքի ժամանակի բնութագրից՝ կարելի է որոշել թափառքի S_p ճանապարհը արագությունների յուրաքանչյուր (V_i, V_{i+1}) միջակայքի համար հետևյալ բանաձևով.

$$S_p = V_{cp} \Delta t_i : \quad (83)$$

Այս դեպքում թափառքի $\sum S_p$ ընդհանուր ճանապարհը կլինի՝

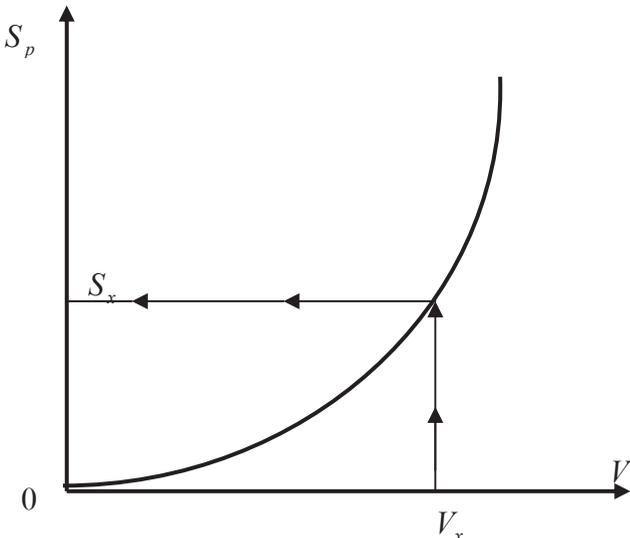
$$\sum S_p = \sum_{i=1}^n V_{cp_i} \cdot \Delta t_i ,$$

կամ՝

$$\sum S_p = S_{01} + S_{12} + \dots + S_{i-1,i} , \quad (84)$$

որտեղ $\Delta t_i = t_{01}, t_{02}, \dots : t_{01}$ -ը, t_{02} -ը թափառքի ժամանակի հաշվարկված արժեքներն են:

Ստացված բնութագիրը հնարավորություն կտա գնահատել ավտոմոբիլի թափառքի հատկանիշները նախագծման փուլում: Հաշվարկման արդյունքներով կառուցում ենք թափառքի ճանապարհի բնութագիրը (նկ. 24):



Նկ. 24. Ավտոմոբիլի թափառքի ճանապարհի բնութագիրը:

4.5. ԹԱՓԱՌՔԻ ԺԱՄԱՆԱԿԻ ԵՎ ՃԱՆԱՊԱՐՀԻ՝ ԱՆԱԼԻՏԻԿ ԵՂԱՆԱԿՈՎ ՈՐՈՇՈՒՄԸ

Թափառքի ժամանակը անալիտիկ եղանակով կարելի է որոշել ավտոմոբիլի քարշային բալանսի բանաձևից՝ գրված հետևյալ տեսքով.

$$P_k = P_j + \sum P_c, \tag{85}$$

որտեղ $P_j = \delta m \frac{dV}{dt}$, $m = \frac{G}{g}$: Այստեղից՝

$$\frac{dV}{dt} = \frac{g}{\delta G} (P_k - \sum P_c): \tag{86}$$

Ստացված հավասարումը լուծելու համար ընդունենք, որ ավտոմոբիլի շարժմանը դիմադրող ուժերի գումարը հաստատուն է՝

$\sum P_c = const$, $\sum P_c = G\psi + KFV^2$: Հավասարման լուծման համար անհրաժեշտ է ունենալ նաև շոշափող քարշիջ ուժի՝ P_k -ի փոփոխման բնութագիրը՝ կախված շարժման արագությունից՝ $P_k = F(V)$:

Ավտոմոբիլի քարշային բալանսից հետևում է, որ $P_k = F(V)$ բնութագիրը կարելի է ներկայացնել պարաբոլի տեսքով՝ $P_k = aV^2 + bV + c$, որտեղ a , b , c -ն գործակիցներ են՝ որոշված $P_k = F(V)$ կախվածության թվային արժեքների վերլուծության արդյունքներով, օրինակ՝ միջին սխալի մեթոդով:

Հետևաբար՝ (86) հավասարումը կարելի է գրել հետևյալ կերպ.

$$\frac{dV}{dt} = \frac{g}{\delta G} (aV^2 + bV + c + G\psi + KFV^2): \quad (87)$$

Նշանակենք $a + KF = A$, $b = B$, $c + G\psi = C$, կստանանք՝

$$\frac{dV}{dt} = \frac{g}{\delta G} (AV^2 + BV + C),$$

կամ՝

$$\frac{dv}{dt} = \frac{gA}{\delta G} (V - V_1)(V - V_2), \quad (88)$$

որտեղ V_1 -ը և V_2 -ը $aV^2 + bV + c = 0$ հավասարման լուծումներն են՝

$$V_{1,2} = \frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 4Ac}}{2A}:$$

(88) հավասարումից կստանանք՝

$$dt = \frac{dV}{\frac{gA}{\delta G} a(V - V_1)(V - V_2)}: \quad (89)$$

Ինտեգրենք (89) հավասարումը խնդրի հետևյալ ձևակերպումով. որքան t_p ժամանակ է հարկավոր ավտոմոբիլին առաջադրված սկզբնական V_H արագությունից V_k վերջնական արագության հասնե-

լու համար, ընդ որում՝ $V_k > V_H$: Այս դեպքում թափառքի ժամանակը կլինի՝

$$\int_0^{t_p} dt = \frac{\delta G}{gA} \int_{V_H}^{V_k} \frac{dv}{(V - V_1)(V - V_2)},$$

կամ՝

$$t_p = \frac{\delta G}{Ag(V_1 - V_2)} \left(\ln \frac{V_1 - V_k}{V_1 - V_H} - \ln \frac{V_2 - V_k}{V_2 - V_H} \right),$$

կամ՝

$$t_k = \frac{\delta G}{gA} \cdot \frac{1}{V_1 - V_2} \cdot \ln \frac{(V_1 - V_k)(V_2 - V_H)}{(V_1 - V_H)(V_2 - V_k)}. \quad (90)$$

Ստացված (90) հավասարումը հնարավորություն կտա որոշել այն ժամանակը, որն անհրաժեշտ է ավտոմոբիլին թափառքի ռեժիմում V_H սկզբնական արագությունից V_K վերջնական արագության հասնելու համար:

Թափառքի S_p ճանապարհը որոշելու համար (88) հավասարման ձախ մասը գրենք հետևյալ տեսքով.

$$\frac{dV}{dt} = \frac{dV}{ds} \cdot \frac{ds}{dt} = V \frac{dV}{ds}: \quad (91)$$

Տեղադրելով (91)-ը (88)-ում՝ կստանանք՝

$$V \frac{dV}{ds} = \frac{gA}{G\delta} = (V - V_1)(V - V_2),$$

կամ՝

$$ds = \frac{VdV}{\frac{gA}{G\delta}(V - V_1)(V - V_2)}: \quad (92)$$

Ինտեգրենք (92) հավասարումը խնդրի հետևյալ ձևակերպումով. ինչքան S_p ճանապարհ է հարկավոր ավտոմոբիլին առաջադրված V_H սկզբնական արագությունից V_K վերջնական արագության անցնելու համար, երբ $V_K > V_H$: (92) հավասարումից հետևում է, որ՝

$$\int_0^{S_p} dS = \frac{G\delta}{gA} \int_{V_H}^{V_K} \frac{VdV}{(V-V_1)(V-V_2)},$$

կամ՝

$$S_p = \frac{\delta G}{Ag(V_1 - V_0)} \left(V \ln \frac{V_1 - V_k}{V_1 - V_H} - V_2 \ln \frac{V_2 - V_1}{V_2 - V_H} \right): \quad (93)$$

Ստացված (93) արտահայտությունը հնարավորություն կտա որոշել թափառքի այն S_p ճանապարհը, որն անհրաժեշտ է ավտոմոբիլին թափառքի ռեժիմում առաջադրված V_H սկզբնական արագությունից V_K վերջնական արագության անցնելու համար:

Ստացված (90) և (93) արտահայտությունները t_p -ն և S_p -ն որոշելու համար ունեն հաշվարկման մեծ ճշգրտություն, սակայն գործնական խնդիրներում դրանց կիրառումը շատ աշխատատար է, այդ պատճառով նախագծման փուլում ավտոմոբիլի թափառքի բնութագրերը կառուցվում են գծագրավերլուծական եղանակով:

4.6. ԱՎՏՈՄՈԲԻԼԻ ՔԱՐՇԱՅԻՆ ԲԱԼԱՆՍԸ

Քարշային բալանսի անալիտիկ արտահայտությունն ունի հետևյալ տեսքը.

$$P_K = P_j + \sum P_C, \quad (94)$$

$$\text{որտեղ } P_K = \frac{M_e \cdot i_{TP} \cdot \eta_{TP}}{r_k},$$

$$P_j = \delta m \frac{dV}{dt} = \delta \frac{G}{g} j,$$

$$\sum P_C = P_f \pm P_i + P_w = G \cdot \cos \alpha f \pm G \sin \alpha + kFV^2:$$

Ավտոմոբիլի քարշային հատկանիշների գնահատման յուրաքանչյուր դեպքի համար անհրաժեշտ է լուծել (94) հավասարումն ամբողջությամբ: Նախագծման փուլում ավտոմոբիլի քարշաարագային հատկանիշների գնահատման համար ավելի նպատակահարմար է կառուցել

քարշային բալանսի գրաֆիկական պատկերը P ուժի և V արագության ուղղանկյուն կոորդինատային համակարգում՝ հիմք ընդունելով շարժիչի արագության $M = f(n)$ բնութագիրը (նկ. 6):

Կառուցումները կատարվում են ըստ ճանապարհային դիմադրությունների բերված գործակցի ψ_{\min} նվազագույն արժեքի և տրանսմիսիայի փոխանցման բոլոր $i_{TP_1}, i_{TP_2} \dots i_{TP_z}$ թվերի, որտեղ z -ը հիմնական փոխանցումների թիվն է:

Բերված $M = f(n)$ բնութագրի հորիզոնական առանցքի վրա պտուտաթվերից պետք է անցնել $V_1, V_2 \dots V_z$ արագությունների՝ յուրաքանչյուր փոփոխման համար օգտվելով հայտնի արտահայտությունից՝

$$V = \frac{n_e r_k}{i_{TP}}$$

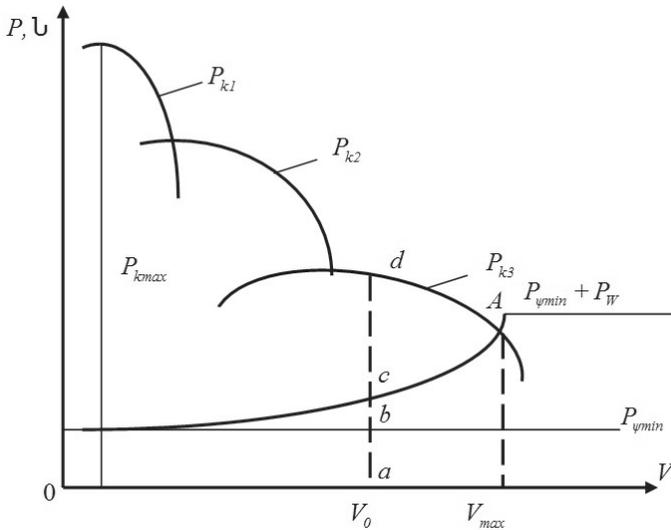
Որոշվում են $V_1, V_2 \dots V_i$ արագությունների արժեքներին համապատասխան շարժիչի պտտող մոմենտի $M_1, M_2, \dots M_i$ մեծությունները:

Արագությունների և պտտող մոմենտների համապատասխան գույգ արժեքների համար որոշվում են շոշափող քարշիչ ուժի՝ P_k -ի արժեքները: Արագությունների հաշվարկված արժեքները մեկ ընդհանուր՝ μ_V մասշտաբով դրվում են PV կոորդինատային համակարգի (նկ. 25) աբսցիսների առանցքի վրա, այնուհետև ստացված կետերից տարվում են ուղղահայացներ և դրանց վրա նշվում P_k -ի հաշվարկված արժեքները՝ տրանսմիսիայի բոլոր փոխանցումների համար: Ստացված կետերը միացվում են սահուն կորով:

Նույն կոորդինատային համակարգում նշվում է ճանապարհային դիմադրությունների՝ բերված գործակցի նվազագույն արժեքին համապատասխան ճանապարհային դիմադրությունների բերված ուժը՝

$$P\psi_{\min} = G\psi_{\min}$$

Որոշվում է օդի դիմադրության ուժը $P_W = K F V^2$ բանաձևով արագությունների $[0, V_{\max}]$ միջակայքում մի քանի արժեքների համար: Այնուհետև կառուցվում է $P_W + P_{\psi_{\min}} = F(V)$ գրաֆիկը:



Նկ. 25. Ավտոմոբիլի քարշային բալանսը:

Կառուցումների արդյունքում ստացված բնութագիրը՝ $P_k = f(V)$ -ն, կոչվում է ավտոմոբիլի քարշային բնութագիր: Այն հնարավորություն է տալիս նախագծման փուլում լուծել ավտոմոբիլի քարշային հատկանիշների գնահատմանը վերաբերող գործնական խնդիրներ: Օրինակ՝ որոշել, թե ավտոմոբիլը ինչպիսի առավելագույն վերելք (a) և որ փոխանցումով այն կարող է հաղթահարել առաջադրված հաստատուն $V_0 = const$ արագության դեպքում:

Խնդիրը լուծելու համար V_0 արագությունը տեղադրում ենք արագիսների առանցքի վրա արագությունների համար ընտրված μ_V մասշտաբով և տանում ուղղահայաց՝ մինչև $P_k = f(V)$ կորերի հետ հատվելը:

Բնութագրից երևում է, որ V_0 արագությամբ շարժվելիս ավտոմոբիլը հաղթահարում է ճանապարհային դիմադրությունների բերված ուժը՝ $P_{\psi_0} = |ab| \cdot \mu_p$, որտեղ μ_p -ն ուժերի համար ընտրված մասշտաբն

է: Ավտոմոբիլը նույն պահին հաղթահարում է օդի դիմադրության ուժը՝

$$P_w = |bc| \cdot \mu_p :$$

Այնհայտ է, որ ավտոմոբիլն առավելագույն վերելքը կարող է հաղթահարել երրորդ փոխանցումով, և վերելքի հաղթահարման ուժը կլինի $P_i = G \sin \alpha$ կամ $P_i = |fd| \cdot \mu_p$, հետևաբար՝ V_0 արագությամբ շարժվող ավտոմոբիլի վերելքի հաղթահարման առավելագույն անկյունը կլինի՝

$$\alpha = \arcsin \frac{|f\alpha| \cdot \mu_p}{G} :$$

Ստացված բնութագիրը կիրառելի է նաև ավտոմոբիլի քարշային հատկանիշների գնահատման այլ խնդիրների լուծման համար:

4.7. ԱՎՏՈՍՈՐԻԼԻ ԴՅՈՐՈՒԹՅԱՆ ԲԱԼԱՆՍԸ

Այն ցույց է տալիս, թե շարժիչից ստացված N_e արդյունավետ հզորությունը ինչպիսի դիմադրությունների հաղթահարման վրա է ծախսվում:

Ընդհանրապես այն ծախսվում է տրանսմիսիայում (N_{mp}), օդի (N_w), թափառքի (N_j), վերելքի (N_i) գլորման (N_j) և կցորդի (N_{np}) դիմադրությունների հաղթահարման վրա: Հետևաբար՝ հզորության բալանսը կունենա հետևյալ անալիտիկ տեսքը.

$$N_e = N_{mp} + N_w + N_j + N_i + N_{np}, \quad (95)$$

կամ՝

$$N_e = (1 - \eta_{mp}) N_e + P_w \cdot V + P_j + P_i \cdot V + P_x \cdot V + P_{np} \cdot V, \quad (96)$$

որտեղ $P_{np} = m_{np} \cdot \psi$, $P_f = G \cdot \cos \alpha \cdot f$, $P_j = \delta \cdot m \cdot j$, $P_i = \pm G \sin \alpha$,

$P_w = K F V^2$, V -ն ավտոմոբիլի շարժման արագությունն է:

Հզորության բալանսը՝ գրված (95) և (96) տեսքով, հարմար չէ կիրառել ավտոմոբիլի քարշաարագային հատկանիշների գնահատման վերաբերյալ գործնական խնդիրները լուծելու ընթացքում: Ուստի հարկավոր է կառուցել հզորության բալանսի գրաֆիկական պատկերը: Այն

կառուցվում է ճանապարհի հորիզոնական տեղամասում ($\alpha = 0$), երբ ավտոմոբիլը զարգացնում է առաջադրված առավելագույն՝ V_{max} արագությունը: Այս դեպքում $P_{np} = 0$, $P_i = 0$, $P_f = Gf$, և հզորության բալանսի (96) արտահայտությունը կլինի՝

$$N_e = (1 - \eta_{mp})N_e + GfV + KFV^3: \quad (97)$$

Ավտոմոբիլի հզորության բալանսը կառուցվում է N հզորության, V արագության ուղղանկյուն կոորդինատային համակարգում:

Այդ նպատակով շարժիչի արտաքին բնութագրից առանձնացվում է հզորության փոփոխման բնութագիրը (նկ. 6), և տրանսմիսիայի բոլոր $i_{mp1}, i_{mp2}, \dots, i_{mpz}$ փոխանցումների համար աբսցիսների առանցքի վրա պտուտաթվերից անցում է կատարվում արագությունների: Բոլոր փոխանցումների արագությունների ընտրված V_1, V_2, \dots, V_i արժեքների համար որոշվում է շարժիչի N_1, N_2, \dots, N_i արդյունավետ հզորությունը:

Տրանսմիսիայի բոլոր փոխանցումներին համապատասխանող արագությունները նշվում են NOV կոորդինատային համակարգի աբսցիսների առանցքի վրա, տարվում են ուղղահայացներ: Շարժիչի արտաքին բնութագրից հզորության $N_1 N_2 \dots N_i$ արժեքները նշվում են համապատասխան արագություններից տարված ուղղահայացների վրա, և ստացված կետերը միացվում են սահուն կորով: Արդյունքում ստացվում է տրանսմիսիայի բոլոր փոխանցումների համար արդյունավետ հզորությունների փոփոխման կորերի ընտանիքը (նկ. 26):

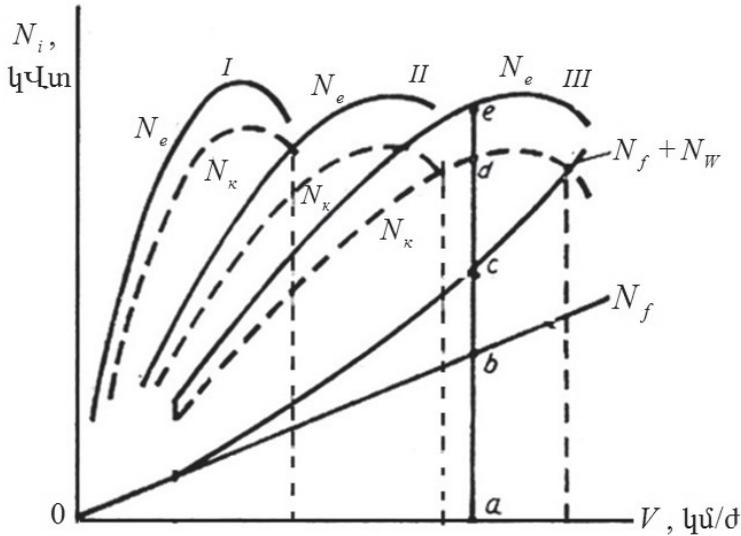
Տրանսմիսիայի ազրեգատներում մեխանիկական և հիդրավլիկական դիմադրությունների հաղթահարման վրա ծախսված հզորությունները բոլոր փոխանցումների համար որոշվում են հետևյալ բանաձևով.

$$N_{mp} = (1 - \eta_{mp})N_e:$$

Հաշվարկների արդյունքում կառուցվում են անվի վրա տանող մոմենտի փոփոխման կորերը՝ $N_k = F(V)$, քանի որ $N_e - N_{mp} = N_k$:

Գլորման դիմադրությունների վրա ծախսված $Nf = G \cdot f \cdot v$ հզորության բնութագիրը կոորդինատների սկզբնակետից դուրս եկող ճառագայթն է: Ուղիղ փոխանցման արագությունների մի քանի արժեք-

Ների համար որոշվում է օդի դիմադրության հաղթահարման վրա ծախսված հզորությունը $N_w = KFV^3$ բանաձևով, և կառուցվում է $N_w + N_f = f(v)$ բնութագիրը: Այս կորի և ուղիղ փոխանցման համար տանող մոմենտի բնութագրի հատման կետի պրոյեկցիան արքսիսների առանցքի վրա կհամապատասխանի ավտոմոբիլի V_{max} առավելագույն արագության արժեքին:



Նկ. 26. Ավտոմոբիլի հզորության բալանսը:

Ստացված բնութագիրը կոչվում է ավտոմոբիլի հզորության բալանս: Այն հնարավորություն է տալիս նախագծման փուլում լուծել ավտոմոբիլի քարշաարագային հատկանիշների գնահատմանը վերաբերող գործնական խնդիրները:

Թույլ է տալիս որոշել, օրինակ, թե ինչպիսի առավելագույն արագացում կարող է զարգացնել ավտոմոբիլը ճանապարհի հորիզոնական տեղամասում V_x արագությամբ շարժվելիս: Խնդիրը լուծելու համար բնութագրի արքսիսների առանցքի վրա որոշվում է V_x արագությանը համապատասխանող կետը և տարվում ուղղահայաց մինչև հզորության

կորերի հատման կետերը: Այս դեպքում գլորման դիմադրության վրա ծախսված հզորությունը կլինի $|ab| \cdot \mu_N = N_f$, օդի դիմադրության վրա ծախսված հզորությունը՝ $|bc| \cdot \mu_N = N_w$: Ակնհայտ է, որ ավտոմոբիլը առավելագույն արագացում կգարգացնի երրորդ փոխանցումով և դրա վրա կծախսի $N_j = P_j \cdot V$ կամ $N_j = \delta m j \cdot V$ հզորություն: Քանի որ $m = \frac{G}{g}$, $N_j = |cd| \cdot \mu_N$, որտեղ μ_N -ն հզորության մասշտաբն է, կունենանք՝ $j = \frac{|cd| \cdot \mu_N \cdot g}{\delta \cdot G \cdot V_o}$: Չետևաբար՝ կարելի է ասել, որ ավտոմոբիլն առաջադրված պայմաններում կարող է զարգացնել j արագացում երրորդ փոխանցումով:

ԳԼՈՒԽ 5

ԱՎՏՈՄՈՐԻԼԻ ԱՐԳԵԼԱԿԱՅԻՆ ԴԻՆԱՄԻԿԱՆ ԵՎ ՎԱՌԵԼԻՔԻ ՇԱՐՎԵՏՈՒԹՅՈՒՆԸ

5.1. ԱՎՏՈՄՈՐԻԼԻ ԱՐԳԵԼԱԿԱՅԻՆ ԴԻՆԱՄԻԿԱՆ

5.1.1. Արգելակային հատկանիշների նկատմամբ պահանջները

Արգելակային հատկանիշներով բնութագրվում է ավտոմոբիլի շահագործման ակտիվ անվտանգությունը: Հաշվի առնելով արգելակային հատկանիշների կարևորությունը ավտոմոբիլների երթևեկության անվտանգության ապահովման գործում՝ Միավորված ազգերի կազմակերպության Եվրոպական տնտեսական հանձնաժողովի կողմից ընդունվել են արգելակային հատկանիշների գնահատման չափանիշների և դրանց թույլատրելի արժեքների վերաբերյալ միասնական պահանջներ:

Աշխատանքային և պահեստային արգելակման համակարգերի աշխատանքի արդյունավետության հիմնական չափանիշներն են արգելակման ընդհանուր ճանապարհը (S) և դանդաղեցումը (j), որոնք որոշվում են ճանապարհային փորձարկումներով: Արգելակների ստենդային փորձարկումների ընթացքում, որպես արդյունավետության գնահատման չափանիշներ, որոշվում են արգելակման գումարային ուժը (P_T) և արգելակման ուժի առանցքային անհամաչափության գործակիցը (K_T): Աշխատանքային արգելակների արդյունավետությունը գնահատվում է արգելակման գումարային ուժով (P_T), իսկ օժանդակ արգելակներինը՝ սահմանված թեքությամբ վայրէջքներում ավտոմոբիլի շարժման կայունացված արագությամբ (V_T):

Արգելակման համակարգի արդյունավետության գնահատման չափանիշների թույլատրելի արժեքները (աղ. 1) որոշվել են հորիզոնական չոր, ասֆալտապատ ճանապարհի վրա վթարային արգելակման եղանակով սառը արգելակային մեխանիզմների համար:

Կանգառային արգելակները պետք է ապահովեն ավտոմոբիլի անշարժ կայանումը (M կատեգորիայի ավտոմոբիլների համար՝ նվա-

զագույն 25 % թեքությունների վրա, իսկ N կատեգորիայի ավտոմոբիլների համար՝ մինչև 20 % թեքությունների վրա):

Աղյուսակ 5.1

Արգելակային հատկանիշների գնահատման չափանիշների քուլյատրելի արժեքներն ըստ ՍԱԿ-ի ԵՏՅ-ի պահանջների

| կատեգորիան | Ավտոտրանսպորտային միջոցը | Լրիվ զանգվածը, M , տ | Սկզբնական արագություններ V , կմ/ժամ | Արգելակման համակարգը | | | |
|------------|---|------------------------|---------------------------------------|--------------------------|-----------|--------------------------|-----------|
| | | | | աշխատանքային | | պահեստային | |
| | | | | j_T , մ/վ ² | S_T , մ | j_T , մ/վ ² | S_T , մ |
| M_1 | Սարդատար ավտոմոբիլներ և դրանց մոդիֆիկացիաներ (Փուրգոն և այլն) | մինչև 5 | 80 | 7,0 | 43,2 | 2,9 | 92,9 |
| M_2 | Ավտոբուսներ | 5 և ավելի | 60 | 6,0 | 32,1 | 2,5 | 64,4 |
| M_3 | „-“ | մինչև 3,5 | 60 | 6,0 | 32,1 | 2,5 | 64,4 |
| N_1 | Բեռնատար ավտոմոբիլներ և ավտոգնացքներ | 3,5 և ավելի | 70 | 5,5 | 46,9 | 2,2 | 98,3 |
| N_2 | „-“ | մինչև 12 | 50 | 5,5 | 26,5 | 2,2 | 52,7 |
| N_3 | „-“ | 12 և ավելի | 40 | 5,5 | 18,4 | 2,2 | 35,2 |

Ըստ «Գյուղատնտեսական մեքենաների և տրակտորների կառուցվածքի նկատմամբ անվտանգության և աշխատանքի հիգիենիայի միասնական պահանջների»՝ գյուղատնտեսական նշանակության անվավոր տրակտորների արգելակման ճանապարհը առանց կցորդի չոր բետոնապատ ճանապարհի պայմաններում, $V_0 = 20 - 30$ կմ/ժ սկզբնական արագության, վթարային արգելակման դեպքում պետք է լինի 6-11 մ (եթե տրակտորի զանգվածը մինչև 4 տ է), և 6,5-11,5 մ (եթե

տրակտորի բանող զանգվածը 4-6 տ է): Շահագործման ընթացքում թույլատրվում է արգելակման ճանապարհի՝ մինչև 20 %-ով ավելացում:

Ավտոմոբիլների օժանդակ արգելակների արդյունավետությունը ստուգվում է $i=0,07$ թեքությամբ 6 կմ ճանապարհի վրա: Այս դեպքում օժանդակ արգելակները պետք է ապահովեն ավտոմոբիլի շարժման հաստատուն արագությունը $V=80\pm 5$ կմ/ժ սահմաններում:

5.1.2. Դանդաղեցումն արգելակման ժամանակ

Արգելակման ժամանակ դանդաղեցման արժեքը որոշելու համար օգտվենք ավտոմոբիլի շարժման հավասարումից՝ գրված հետևյալ տեսքով.

$$P_k = P_j + \sum P_e : \quad (98)$$

Արգելակման ռեժիմում, որպես կանոն, շոշափող քարշիչ ուժի՝ P_k -ի փոխարեն ավտոմոբիլի անիվների վրա գործում է արգելակման ուժը՝ P_T -ն, որը հակառակ է ուղղված շարժմանը և որոշվում է ավտոմոբիլի արգելակվող անիվներին բաժին ընկնող G_T ընդհանուր կշռի և φ կցման գործակցի արտադրյալով՝ $P_T = -G_T \cdot \varphi$: Ճանապարհի հորիզոնական տեղամասում $\alpha = 0$ -ի դեպքում $G_T = \lambda_T \cdot G$, որտեղ λ_T -ն արգելակվող անիվների բեռնվածության գործակիցն է և ցույց է տալիս, թե ավտոմոբիլի կշռի որ մասն է բաժին ընկնում արգելակվող անիվներին: Եթե արգելակվում են ավտոմոբիլի բոլոր անիվները, ապա $\lambda_T = 1$:

Եթե ճանապարհն ունի երկայնական թեքություն՝ $\alpha > 0$, ապա կշռի նորմալ բաղադրիչը կլինի $G \cos \alpha$, հետևաբար՝ $P_T = -G \cos \alpha \cdot \varphi$:

Թափառքի դիմադրության ուժը P_j արգելակման ռեժիմում վերածվում է իներցիայի ուժի, ունի բացասական նշան՝ $P_j < 0$, քանի որ

շարժումը դանդաղող է, ուստի $P_j = -\delta m \frac{dv}{dt}$: Եթե $\frac{dV}{dt} = j_T$, ապա

$$P_j = -\delta m j_T:$$

Շարժմանը դիմադրող ուժերից արգելակման ուժի վրա ազդում է միայն վերելքի հաղթահարման ուժը՝ $P_i = \pm G \sin \alpha$, ընդունվում է՝ $P_f = 0$, $P_w = 0$: Հաշվի առնելով վերը շարադրվածը՝ շարժման (98) հավասարումը գրենք հետևյալ տեսքով.

$$-G \cos \alpha \cdot \varphi = -\delta \frac{G}{g} j_T \pm G \sin \alpha,$$

կամ՝

$$\frac{\delta}{g} j_T = \varphi G \cos \alpha \pm \sin \alpha,$$

որտեղից՝

$$j_T = \frac{G \cos \alpha \cdot \varphi \pm \sin \alpha}{\delta} \cdot g: \quad (99)$$

Ստացված (99) հավասարումով կորոշվի ավտոմոբիլի դանդաղեցումը ընդհանուր արգելակման դեպքում: Իսկ ճանապարհի հորիզոնական տեղամասում $\alpha = 0$ -ի դեպքում դանդաղեցումը կլինի՝

$$j_T = \frac{\varphi g}{\delta}: \quad (100)$$

Վերջին երկու արտահայտություններից հետևում է, որ դանդաղեցման վրա ազդող հիմնական գործոնը կցման գործակիցն է՝ φ -ն, այսինքն՝ դանդաղեցումը պայմանավորված է ճանապարհային պայմաններով: Որքան մեծ է կցման գործակիցը, այնքան մեծ է դանդաղեցումը, և j_T -ն ունի առավելագույն արժեք, եթե $\varphi = \varphi_{\max}$: Հետևաբար՝ ճանապարհի հորիզոնական տեղամասում կունենանք՝

$$j_{T \max} = \frac{\varphi_{\max} \cdot g}{\delta}: \quad (101)$$

Ստացված արտահայտություններից հետևում է նաև, որ արգելակման ռեժիմում ավտոմոբիլի զանգվածը և կառուցվածքային չափերը դանդաղեցման վրա չեն ազդում, ինչը ստացված արտահայտու-

թյունների հիմնական թերությունն է, քանի որ ավտոմոբիլների շահագործման փորձը ցույց է տալիս, որ արգելակման դանդաղեցումը կախված է ավտոմոբիլի զանգվածաերկրաչափական պարամետրերից:

5.1.3. Արգելակման ճանապարհը

Արգելակման S_T ճանապարհը որոշելու համար ընդունվում է, որ արգելակման եղանակով V_1 արագությունից V_2 արագության անցնելու ժամանակ, երբ $V_2 < V_1$, ավտոմոբիլի կինետիկ էներգիաների տարբերությունը վերածվում է արգելակման ուժի աշխատանքի՝ A_T -ի: Եթե արգելակումն իրականացվում է դանդաղեցման հաստատուն արժեքի պայմաններում, ապա՝

$$\frac{mV_1^2}{2} - \frac{mV_2^2}{2} = A_T: \quad (102)$$

Հայտնի է, որ պտտվող զանգվածների առկայությունն էապես ազդում է ավտոմոբիլի կինետիկ էներգիայի մեծության վրա: Հետևաբար՝ (102) հավասարումից կունենանք՝

$$\delta\left(\frac{mV_1^2}{2} - \frac{mV_2^2}{2}\right) = A_T, \quad (103)$$

որտեղ δ -ն պտտվող զանգվածների գործակիցն է:

Արգելակման ուժի աշխատանքը կլինի՝

$$A_T = (P_T + \sum P_c) \cdot S_T = (G \cos \alpha \cdot \varphi \pm G \sin \alpha) \cdot S_T:$$

Հաշվի առնելով, որ $m = \frac{G}{g}$, (103) հավասարումը կունենա հետևյալ տեսքը.

$$\frac{\delta G}{2g}(V_1^2 - V_2^2) = G(\varphi \cos \alpha \pm \sin \alpha) \cdot S_T,$$

որտեղից՝

$$S_T = \frac{\delta(V_1^2 - V_2^2)}{2g(\varphi \cos \alpha \pm \sin \alpha)}: \quad (104)$$

Ստացված (104) հավասարումն ավտոմոբիլի արգելակման ընդհանուր դեպքում կլինի արգելակման ճանապարհի որոշման բանաձևը:

Հաշվի առնելով j_T -ի արժեքը (99) հավասարումից՝ (104) հավասարումը կունենա հետևյալ տեսքը.

$$S_T = \frac{(V_1^2 - V_2^2)}{2j_T} \quad (105)$$

Եթե արգելակումը վթարային է ($V_2 = 0$), ճանապարհը՝ հորիզոնական ($\alpha = 0$), ապա արգելակման ճանապարհը կորոշվի հետևյալ բանաձևերով.

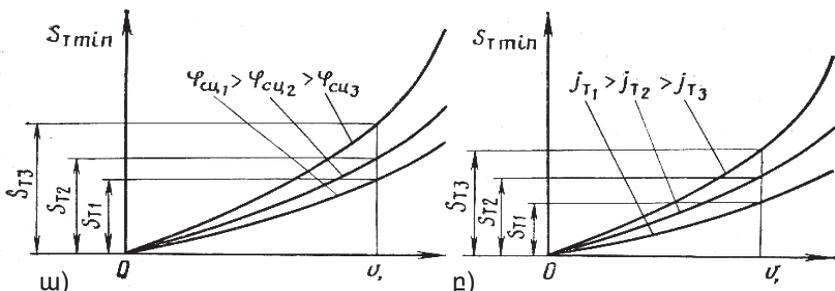
$$S_T = \frac{\delta \cdot V_1^2}{2g\varphi} \quad (106)$$

կամ՝

$$S_T = \frac{V_1^2}{2j_T} \quad (107)$$

Արգելակման ճանապարհի որոշման (104) ... (107) բանաձևերից հետևում է, որ ավտոմոբիլի կշիռը և կառուցվածքային չափերը չեն ազդում արգելակման ճանապարհի վրա: Սակայն փորձը ցույց է տալիս, որ ավտոմոբիլի կառուցվածքային չափերը, բեռնվածքը և նույնիսկ կշռի բաշխումն ըստ առանցքների էապես ազդում են արգելակման ճանապարհի վրա:

$$S_{T \min} = \frac{\delta V_1^2}{2g\varphi_{\max}} \quad \text{և} \quad S_{T \min} = \frac{V_1^2}{2j_{T \max}} \quad (108)$$



Նկ.27. Արգելակման ճանապարհի նվազագույն արժեքները՝ կախված

ա) φ կցման գործակցից, բ) j_T դանդաղեցումից:

Ըստ նշված արտահայտությունների՝ երբ $\alpha = 0$, արգելակման ճանապարհի վրա մեծ ազդեցություն ունեն ճանապարհի ծածկույթի վիճակը կամ կցման գործակցի արժեքը՝ φ -ն, ինչպես նաև դանդաղեցման մեծությունը՝ j_T -ն: Երբ $\varphi = \varphi_{\max}$ կամ $j_T = j_{T\max}$, ապա $S_T = S_{T\min}$, և կունենանք արգելակման ճանապարհի որոշման (108) արտահայտությունները, իսկ արգելակման ճանապարհի փոփոխման բնութագրերը, կախված կցման գործակցից ու դանդաղեցումից, կունենան նկար 27-ում բերված տեսքը: Այսպիսով՝ կցման պայմանների բարելավումը հանգեցնում է առավել դանդաղեցման և արգելակման ճանապարհի նվազման:

Ստացված (104) ... (107) արտահայտություններով որոշված ճանապարհը կոչվում է արգելակման ճանապարհ:

Հայտնի է, որ արգելակման ուժը սահմանափակվում է անվի և ճանապարհի կցման ուժով, հետևաբար՝ տանող և տարվող անիվների վրա արգելակման ուժերը կորոշվեն հետևյալ արտահայտություններով.

$$P_{TK} = Y_K \cdot \varphi \quad \text{և} \quad Y_n = Y_n \cdot \varphi,$$

որտեղ Y_K -ն և Y_n -ն գետնից տանող և տարվող անիվներին նորմալ հակազդումներն են, φ -ն՝ անիվների ու ճանապարհի կցման գործակիցը:

Քանի որ հորիզոնական ճանապարհին ($\alpha = 0$) արգելակման ռեժիմում կարելի է ընդունել՝ $P_K = 0$, $P_w = 0$, $P_f = 0$, և ավտոմոբիլի

ծանրության կենտրոնում գործում է իներցիայի ուժը՝ $P_{jT} = \frac{G}{g} \cdot j_T$,

ապա Y_K և Y_n նորմալ հակազդումները կլինեն՝

$$Y_K = \left[G(L - a) - \frac{Gj_T h_{yT}}{g} \right] \cdot \frac{1}{L}, \quad \text{և} \quad Y_n = \left[Ga + \frac{Gj_T \cdot h_{yT}}{g} \right] \cdot \frac{1}{L}, \quad (108)$$

իսկ $P_{jT} = P_T$ հավասարումից հետևում է, որ $\frac{G}{g} \cdot j_T = G \cdot \varphi$ կամ

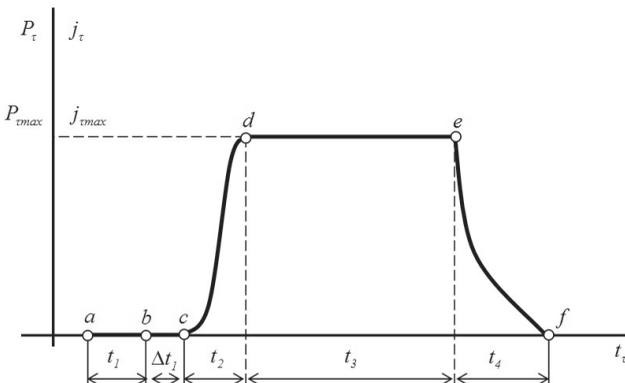
$\varphi = \frac{j_T}{g}$: (108) արտահայտությունից կունենանք՝

$$\frac{P_{Tn.}}{P_{T.K}} = \frac{Y_n}{Y_K} = \frac{a + \varphi \cdot h_{uT.}}{(L - a) - \varphi \cdot h_{uT.}} : \quad (109)$$

Ստացված հարաբերությունից հետևում է, որ արգելակման ուժի բաշխումն առջևի և հետևի անիվների վրա կախված է ավտոմոբիլի ծանրության կենտրոնի կորդինատներից՝ a , b , $h_{uT.}$ -ից և կցման գործակցից՝ φ -ից:

5.1.4. Արգելակման ընդհանուր ճանապարհը

Արգելակման ընդհանուր ճանապարհն ավտոմոբիլն անցնում է վարորդի կողմից վտանգը զգալու պահից մինչև ավտոմոբիլի լրիվ դադարի վիճակը: Այն որոշելու համար անհրաժեշտ է կառուցել ավտոմոբիլի արգելակման ուժի դիագրամը, որն արգելակման ուժի՝ P_τ -ի կամ դանդաղեցման մեծության՝ j_T -ի փոփոխման բնութագիրն է՝ կախված ժամանակից՝ t -ից (նկ. 28): Եթե ժամանակի $t=0$ պահին (a կետում) վարորդը նկատում է իր երթևեկության համար ինչ-որ խոչընդոտ, ճանապարհատրանսպորտային պատահարից խուսափելու նպատակով նա պետք է կատարի վթարային արգելակում: Այդ որոշումը կայացնելու համար վարորդին անհրաժեշտ է որոշակի ժամանակ, որը կոչվում է վարորդի ռեակցիայի ժամանակ (t_p), արգելակման որոշում ընդունելուց հետո վարորդը ոտքն աքսելերատորից տեղափոխում է արգելակման ոտնակին (b կետ): Վարորդի ռեակցիայի ժամանակն ունի $t_1=0,2-1,5$ վ արժեքը և կախված է վարորդի տարիքից, սեռից, փորձից, օրվա ժամից, օդերևութաբանական պայմաններից և այլն:



Նկ. 28. Ավտոմոբիլի արգելակման դիագրամը:

Արգելակման հաղորդակները բնութագրվում են, այսպես կոչված, ուշացման (գործողության) ժամանակով՝ t_1 -ով, որն անհրաժեշտ է վարորդի ոտքի ճիգը արգելակման մեխանիզմին հաղորդելու և աշխատանքային նյութը (հեղուկը, օդը) կատարող հանգույցին հասցնելու համար: Այդ ժամանակը համարվում է bc հատվածին բնորոշ ժամանակին և տատանվում է $\Delta t_1 = 0,05 - 0,1$ վ սահմաններում՝ հիդրավլիկական հաղորդակի համար և $\Delta t_1 = 0,3 - 0,8$ վ սահմաններում՝ պնևմատիկական հաղորդակների համար: Արգելակման մեխանիզմում արգելակման ուժը սկսում է գործել c կետից, աճում օրինաչափությամբ՝ կախված հաղորդակի տեսակից, և իր առավելագույն արժեքին հասնում ժամանակի d պահին: (cd) հատվածին համարվում է արգելակման ուժի աճի ժամանակ, որը տատանվում է $t_2 = 0,15 - 0,6$ վ սահմաններում:

Այնուհետև արգելակման ուժի առավելագույն արժեքով ($P_{\tau \max}$) տեղի է ունենում արգելակման գործընթաց, որի արդյունքում t_3 ժամանակ անց ավտոմոբիլն անցնում է լրիվ դադարի վիճակի՝ ժամանակի e պահին: Այդ ժամանակը կոչվում է ինտենսիվ արգելակման ժամանակ, որին հաջորդում է արգելակաթողումը, երբ t_4 ժամանակի ընթացքում P_{τ} արգելակման ուժը նվազում է որոշակի օրինաչափությամբ և հավասարվում զրոյի:

Արգելակման ընդհանուր ճանապարհն ավտոմոբիլն անցնում է վարորդի կողմից իր երթևեկության համար վտանգն ընկալելու պահից (a) մինչև ավտոմոբիլի լրիվ դադարի վիճակը (e): Այն կազմում է $t_1 + \Delta t_1 + t_2$ ժամանակում անցած ճանապարհների՝ $\sum S_i$ -ի և t_3 ժամանակում անցած արգելակման ճանապարհի՝ S_T -ի գումարը:

$$S_{\tau} = \sum S_i + S_T :$$

Եթե ընդունենք, որ վարորդի կողմից վտանգն ընկալելու պահից մինչև արգելակման ուժի առավելագույն արժեքը ավտոմոբիլը շարունակում է շարժվել իր սկզբնական՝ V_1 արագությամբ, և արգելակման

ճանապարհը որոշված է (106) բանաձևով, ապա արգելակման ընդհանուր ճանապարհը կլինի՝

$$S_{\tau} = (t_p + t_{np} + t_{pT}) \cdot V_1 + \frac{\delta V_1^2}{2g\varphi} : \quad (110)$$

Հետագոտելով բազմաթիվ ավտոմոբիլների արգելակման դիագրամները՝ պրոֆ. Ն.Ա. Բուխարինն առաջարկել է արգելակման ընդհանուր ճանապարհի որոշման իր բանաձևը.

$$S_{\tau} = (t_1 + \Delta t_1 + t_2) \cdot \frac{V_1}{3,6} - 1,63t_2 + \frac{(V_1 + 17,744\varphi t_2)^2}{254 \cdot \varphi}, \text{ մ:} \quad (111)$$

Ավտոմոբիլների շահագործման փորձը ցույց է տալիս, որ արգելակման ընդհանուր ճանապարհը փոփոխվում է՝ կախված շահագործման պայմաններից և ավտոմոբիլի տեխնիկական վիճակից: Այդ պատճառով էլ արգելակման ընդհանուր ճանապարհը որոշելու համար պրոֆ. Դ. Պ. Վելիկանովն առաջարկել է արգելակման ընդհանուր ճանապարհի որոշման իր բանաձևը՝

$$S_{\tau} = (t_1 + \Delta t_1 + 0,5t_2) \cdot \frac{V_1}{3,6} + \frac{K_{\varphi} V_1^2}{254\varphi}, \quad (112)$$

որտեղ K_{φ} -ն արգելակման արդյունավետության գործակիցն է:

Եթե արգելակման ընդհանուր ճանապարհը որոշվում է լավագույն ճանապարհի համար ($\varphi = 0,6 - 0,7$), ապա մարդատար ավտոմոբիլների համար $K_{\varphi} = 1,15 - 1,20$, մինչև 10 տ ընդհանուր զանգված ունեցող բեռնատարների և ավտոբուսների համար $K_{\varphi} = 1,5 - 1,6$, իսկ 10 տ-ից ավելի զանգված ունեցող ավտոմոբիլների համար $K_{\varphi} = 1,6 - 1,8$:

Եթե արգելակման ընդհանուր ճանապարհը որոշվում է վատ ճանապարհների համար ($\varphi < 0,4$), ապա $K_{\varphi} = 1$, որովհետև այդ պայմաններում բոլոր ավտոմոբիլների արգելակային համակարգերն ի վիճակի են կանգնեցնելու անիվները:

Տնտեսական փոխօգնության խորհուրդի ստանդարտով և ՄԱԿ-ի Եվրոպական տնտեսական հանձնաժողովի պահանջով՝ արգելակման ընդհանուր ճանապարհը պետք է որոշել հետևյալ բանաձևով.

$$S_{\tau} = A \cdot V_1 + \frac{V_1^2}{26 j_T}, \quad (113)$$

որտեղ j_T -ն ավտոմոբիլի կայունացված դանդաղեցումն է, A -ն՝ հաստատուն մեծություն: Մարդատար ավտոմոբիլների համար $A = 0,11$ և $j_T = 5,2$ մ/վ², բեռնատար ավտոմոբիլների և ավտոգնացքների համար՝ համապատասխանաբար $0,24$ և $4,0$ մ/վ², ավտոբուսների համար՝ $0,19$ և $4,5$ մ/վ²:

Բոլոր դեպքերում կայունացված դանդաղեցումը տրվում է լրիվ բեռնված ավտոմոբիլների համար:

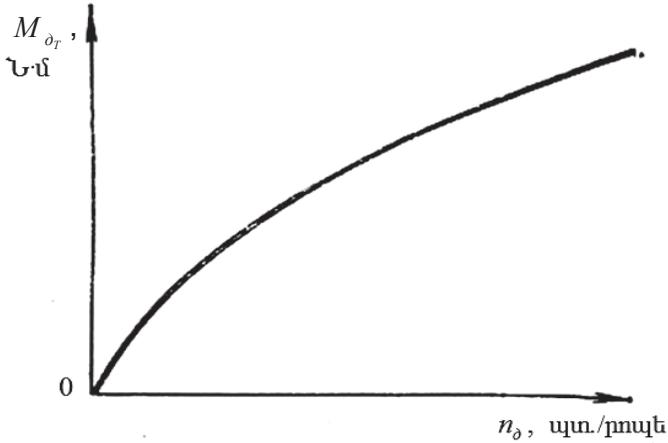
Արգելակման ընդհանուր ճանապարհի ստացված բոլոր արտահայտություններում չի երևում ավտոմոբիլի կառուցվածքային և կշռային պարամետրերի ազդեցությունը արգելակման ընդհանուր ճանապարհի վրա: Չնայած դրան՝ ստացված արտահայտությունները ճարտարագիտական հաշվարկների համար ունեն բավարար ճշտություն:

5.1.5. Արգելակումը շարժիչով

Արգելակման հատկանիշների գնահատման չափանիշների որոշման ընթացքում ընդունվել է, որ ավտոմոբիլի արգելակումն իրականացվում է տրանսմիսիայից անջատված շարժիչով: Իրականում արգելակումները կատարվում են տրանսմիսիային միացված շարժիչով, որը կարող է զարգացնել որոշակի արգելակման մոմենտ (պայմանավորված է դրանում շփման և մղումային դիմադրություններով), որը կարելի է օգտագործել ավտոմոբիլի ընթացքի դանդաղեցման ժամանակ: Շարժիչի արգելակման մոմենտն ավելի կմեծանա, եթե դադարեցվի վառելիքի մատուցումը գլան կամ փակվի շարժիչից արտածվող գազերի ելքը: Շարժիչի արգելակման $M_{\partial r}$ մոմենտը, կախված շարժիչի n_{∂} բեռնվածքից, փոխվում է (նկ. 29):

Շարժիչով արգելակումը արդյունավետ է, եթե արգելակման $M_{\partial r}$ մոմենտը բերված տանող անիվների վրա ավելի մեծ է, քան այն մոմենտը, որը պայմանավորված է պտտվող զանգվածների իներցիայով: Այսինքն՝

$$M_{\partial r} > M_J : \quad (114)$$



Նկ. 29. Կարբյուրատորային ՆԱՇ-ի արգելակման բնութագիրը:

Շարժիչի արգելակման մոմենտը բերված տանող անիվների վրա կորոշվի հետևյալ բանաձևով.

$$M_{\partial rK} = M_{\partial r} \cdot i_{TP} \frac{1}{\eta_{TP}}, \quad (115)$$

որտեղ i_{TP} -ն տրանսմիսիայի փոխանցման թիվն է, η_{TP} -ն՝ տրանսմիսիայի օգտակար գործողության գործակիցը:

Շարժիչի՝ պտտվող զանգվածների իներցիայով պայմանավորված մոմենտը կլինի՝

$$M_J = I_a \cdot \frac{d\omega_{\partial}}{dt} \cdot i_{TP} \cdot \eta_{TP}, \quad (116)$$

որտեղ I_a -ն ծնկաձև լիսեռի պտտման առանցքի վրա բերված շարժիչի

և կցորդման ագույցի պտտվող մասերի իներցիայի մոմենտն է, $\frac{d\omega_{\partial}}{dt}$ -ն՝ ծնկաձև լիսեռի անկյունային արագացումը (ղանդաղեցումը):

Շարժիչի ծնկածն լիսեռի դանդաղեցման (j_δ) և ավտոմոբիլի դանդաղեցման (j_T) կապն ունի $\frac{d\omega_\delta}{dt} = j_T i_{TP} / r_k$ տեսքը, հետևաբար $M_i = I_g \cdot j_T \cdot i_{TP}^2 \cdot \eta_{TP} / r_k$: (114) պայմանից կունենանք՝

$$M_{\delta_T} \cdot i_{TP} \frac{1}{\eta_{TP}} \geq I_g \frac{j_T}{r_k} \cdot i_{mp}^2 \cdot \eta_{TP},$$

կամ՝

$$j_T < \frac{M_{gT}^T \cdot r_k}{I_g \cdot i_{TP} \cdot \eta_{TP}^2} : \quad (117)$$

Ստացված (117) անհավասարությունը պարտադիր պայման է շարժիչով արգելակման համար, որի դեպքում արգելակումը կլինի առավել արդյունավետ:

Լեռնային պայմաններում աշխատող բեռնատար ավտոմոբիլների՝ շարժիչով արգելակման արդյունավետության բարձրացման համար տեղադրվում են շարժիչից դուրս մղվող գազերի դրոսեման փականներ կամ արգելակման մոմենտը բարձրացնող այլ սարքեր:

Արգելակումը շարժիչով նպատակահարմար է շարժման արագությունը նվազեցնելու նպատակով այն կիրառելիս, նաև շատ անհրաժեշտ է երկարատև վայրէջքներով շարժվելիս:

Ավտոմոբիլի տրանսմիսիայում հիդրոմեխանիկական փոխանցման առկայության դեպքում շարժիչով արգելակում հնարավոր չէ, քանի որ հիդրոտրանսֆորմատորն ունակ է մոմենտը փոխանցել միայն մեկ ուղղությամբ՝ շարժիչից տանող անիվներին: Այս դեպքում որպես արգելակ կարելի է կիրառել հիդրոտրանսֆորմատորը, եթե այն կահավորված է հեղուկի հոսքի դիմադրություն առաջացնող սարքերով:

5.2. ԱՎՏՈՄՈԲԻԼԻ ՎԱՌԵԼԻՔԻ ՇԱՅՎԵՏՈՒԹՅՈՒՆԸ

Այն ավտոմոբիլի շահագործման տնտեսական արդյունավետության հատկանիշն է այն պարզ պատճառով, որ փոխադրումների ինքնարժեքի մոտ 50 %-ը (առանձին դեպքերում՝ նույնիսկ դրանից ավելին) բաժին է ընկնում վառելիքի ծախսին: Ավտոմոբիլի վառելիքի շահավետության գնահատման հիմնական չափանիշը վառելիքի ստուգողական

ծախսն է՝ Q_S -ն, որը 100 կմ վազքի համար անհրաժեշտ վառելիքի ծախսն է՝ արտահայտված լիտրերով, Q_S , $\frac{L}{100 \text{ կմ}}$:

Այն որոշելու համար օգտվենք «վառելիքի ժամային ծախս» հասկացությունից, որը որոշվում է հետևյալ արտահայտությամբ.

$$Q_T = \frac{g_e N_e}{10^3}, \text{ կգ/ժ,} \quad (118)$$

որտեղ g_e -ն վառելիքի տեսակարար ծախսն է շարժիչի անվանական հզորության համար, այն կարբյուրատորային շարժիչների համար ունի $g_{eN} = 250 - 320$ գ/կՎտ.ժ, իսկ դիզելային շարժիչների համար՝ $g_{eN} = 210 - 280$ գ/կՎտ.ժ արժեքները, N_e -ն՝ շարժիչի արդյունավետ հզորությունը, կՎտ:

Եթե ավտոմոբիլը V կմ/ժ արագությամբ անցնում է $S=100$ կմ, ապա այդ ճանապարհին անցնելու համար անհրաժեշտ ժամանակը կլինի՝ $t_{100} = \frac{100}{V} \cdot [\text{ժամ}]$, հետևաբար՝ 100 կմ ճանապարհ անցնելու համար անհրաժեշտ վառելիքի ծախսը կլինի՝

$$Q_S = \frac{g_e \cdot N_e \cdot 100}{10^3 \cdot V \cdot \rho}, \text{ լ/100 կմ,}$$

կամ՝

$$Q_S = \frac{g_e \cdot N_e}{10 \cdot V \cdot \rho}, \quad (119)$$

որտեղ ρ -ն վառելիքի խտությունն է, կգ/լ:

Ստացված (119) արտահայտությունը հնարավորություն է տալիս որոշել ավտոմոբիլի վառելիքի ստուգողական ծախսը, սակայն ավտոմոբիլի վառելիքի շահավետության գնահատման, առավել ևս այն վերլուծելու հնարավորություն չի տալիս: Այդ իսկ պատճառով նախագծման փուլում ավտոմոբիլի վառելիքի շահավետության գնահատման համար անհրաժեշտ է կառուցել բնութագիր $Q_S = F(V)$ կախվածության տեսքով: Շահավետության բնութագրի կառուցումները կատար-

վում են ավտոմոբիլի արագությունների (V_{\min}, V_{\max}) արժեքների համար:

Ընդունվում է, որ վառելիքի g_e տեսակարար ծախսը փոփոխվում է՝ կախված շարժիչի N_e բեռնվածքից, աշխատանքի n ռեժիմից և որոշվում հետևյալ արտահայտությամբ.

$$g_e = g_{eN} \cdot K_n \cdot K_N,$$

որտեղ K_n -ն գործակից է, որը հաշվի է առնում վառելիքի տեսակարար ծախսի փոփոխությունը՝ կախված շարժիչի պտուտաթվերի փոփոխությունից, K_N -ը գործակից է, որը հաշվի է առնում վառելիքի տեսակարար ծախսի վրա հզորության փոփոխության ազդեցությունը:

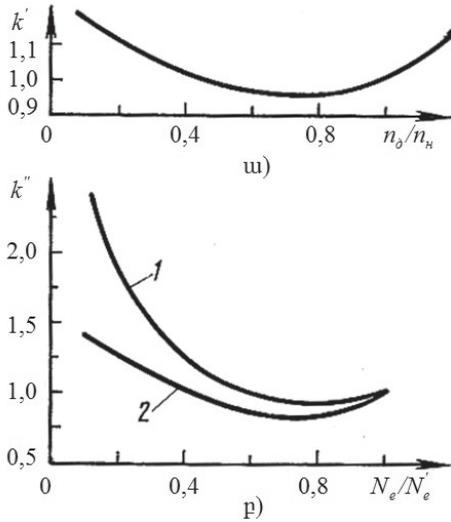
Այդ գործակիցները վառելիքի շահավետության բնութագիրը կառուցելիս որոշվում են փորձնական ճանապարհով ստացված նոմոգրամներից, որոնք ունեն նկար 30-ում տրված տեսքը:

Վառելիքի շահավետության բնութագիրը (նկ. 31) կառուցելու համար որոշում ենք ավտոմոբիլի շարժման V_i արագությունը զարգացնելու համար անհրաժեշտ շարժիչի արդյունավետ հզորությունը հետևյալ բանաձևով.

$$N_{V_i} = \left(G \cdot \psi + \frac{KFV_i^2}{13} \right) \cdot \frac{V_i}{360 \cdot \eta_{\partial\partial}}, \text{ կվտ:} \quad (120)$$

Որոշում ենք $\frac{N_{V_i}}{N_{\max}}$ հարաբերությանը համապատասխան K_N

գործակիցը և $\frac{n_i}{n_N}$ հարաբերությանը համապատասխան K_n գործակիցը (նկար 30-ում տրված նոմոգրամներից):



Սկ. 30. K_n և K_N գործակիցների կախվածությունը ծնկածն լիսեռի n_i պտուտաթվերից և N_i շարժիչի հզորությունից:

Վառելիքի ստուգողական Q_S ծախսը, կախված V արագությունից, որոշվում է հետևյալ բանաձևով.

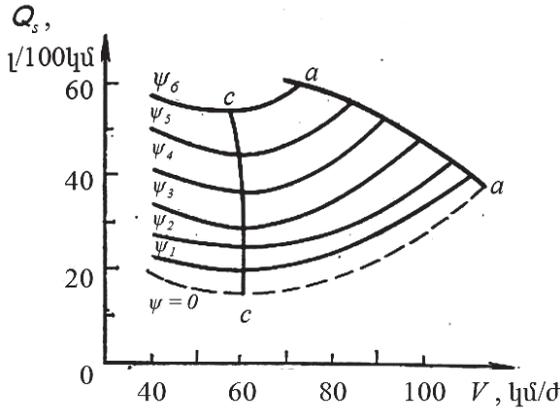
$$Q_S = \frac{g_{eN} \cdot K_n \cdot K_N}{10\rho} \left(G\psi + \frac{kFV^2}{13} \right) \cdot \frac{V}{360\eta_{TP}}: \quad (121)$$

Վառելիքի շահավետության բնութագիրը կառուցվում է ճանապարհային դինամոդրոյունների՝ բերված գործակցի մի քանի արժեքների՝ $\psi_1 < \psi_2 < \dots < \psi_4$ համար:

Ստացված բնութագրից հետևում է, որ՝

1. ճանապարհային դինամոդրոյունների մեծացումը բերում է վառելիքի ծախսի զգալի ավելացման և շարժման առավելագույն արագությունների նվազման.

2. գոյություն ունի ավտոմոբիլի շարժման արագությունների արժեքների մի միջակայք, որում վառելիքի ծախսը նվազագույնն է, և այն մարդատար ավտոմոբիլների համար 80-110 կմ/ժ է, իսկ բեռնատարների համար՝ 50-80 կմ/ժ:



Նկ. 31. Վառելիքի շահավետության բնութագիրը:

Վերջին՝ (121) արտահայտությունից հետևում է, որ ավտոմոբիլի վառելիքի շահավետության վրա ազդում է ավտոմոբիլի բեռնվածքը՝ G -ն, և որքան մեծ է ավտոմոբիլի բեռնվածքը, այնքան մեծ է վառելիքի ստուգողական ծախսը՝ Q_s -ն:

Ավտոմոբիլի վառելիքի շահավետության վրա ուղիղ համեմատական կապով ազդում են դրա աերոդինամիկ հատկանիշները՝ շրջափուրջան գործակիցը՝ K -ն և ճակատային կտրվածքի մակերեսը՝ F -ն: Այդ ազդեցությունը շատ ավելի մեծ է հատկապես ավտոմոբիլի՝ բարձր արագություններով շարժվելու դեպքում:

Ավտոմոբիլի վառելիքի շահավետությունը բնութագրվում է նաև, այսպես կոչված, ստուգողական ծախսով, որը քիչ է տարբերվում շահավետության բնութագրում ստացված ծախսից: Այն որոշվում է միայն փորձնական եղանակով հորիզոնական ասֆալտապատ ճանապարհի վրա ավտոմոբիլի՝ հաստատուն արագությամբ շարժվելիս:

Փորձը ցույց է տալիս, որ տրանսմիսիայի փոխանցման թվերի մեծացումը հանգեցնում է ավտոմոբիլի վառելիքի նկատելի խնայողության:

Ավտոմոբիլի անսարքություններից վառելիքի շահավետության վրա էապես ազդում են շարժիչի մխոցազվանային խմբի և փականթամբ զույգի հերմետիկության անկումը, սնման համակարգի անսար-

քությունները, ներածման և արտածման համակարգերի դիմադրությունների մեծացումը, վառոցքի համակարգի անսարքությունները և այլն: Օրինակ՝ ավտոդողերի ներքին ճնշման իջեցումը մինչև 20 % ավելացում է վառելիքի ծախսը:

Ավտոմոբիլների շահագործման փորձը ցույց է տալիս, որ վառելիքի ստուգողական ծախսը մեծանում է նաև տեղանքի՝ ծովի մակարդակից ունեցած բարձրությունից կախված: Փորձնական եղանակով որոշված է, որ ծովի մակարդակից յուրաքանչյուր 1000 մ բարձրությանը համապատասխանում է շարժիչի հզորության նվազում 10-15 %-ով և դրան համապատասխան՝ վառելիքի ստուգողական ծախսի աճ մոտավորապես 10 %-ով:

5.3. ԴՐՈՂԲԵՍԻՎ ՀԱՂՈՐԴԱԿՈՎ ԱՎՏՈՍՈՒՔԻ ԴԻՆԱՄԻԿԱՅԻ ԱՌԱՆՁՆԱՀԱՏԿՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԸ

20-րդ դարի սկզբից ներքին այրման շարժիչները սկսեցին զանգվածաբար տեղադրվել մեխանիկական տրանսպորտային միջոցների վրա, և տրանսմիսիայում հարմարավետ հաղորդակի ստեղծման խնդիրը ստացավ բացառիկ մեծ նշանակություն:

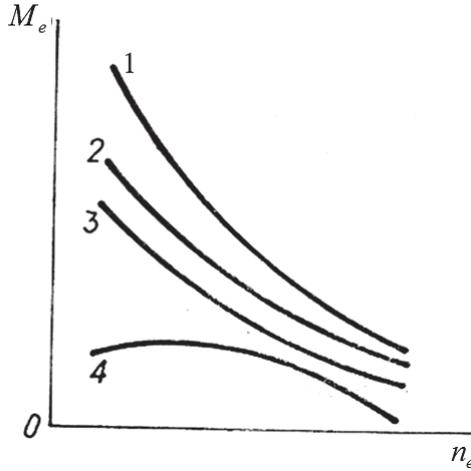
Ներքին այրման շարժիչի առանձնահատկություններից մեկն այն է, որ դրա արտաքին բեռնվածության փոփոխությունը լայն սահմաններում փոփոխում է շարժիչի պտուտաթվերը, բայց շատ քիչ է ազդում պտտող մոմենտի մեծության վրա: Այլ կերպ ասած՝ այս տիպի շարժիչների ինքնահարմարվելիության գործակիցը ցածր է: Դրա հետևանքով անհրաժեշտություն է առաջանում փոփոխել, տրանսֆորմացիայի ենթարկել տանող անիվներին փոխանցվող մոմենտը լայն միջակայքում, և այդ խնդիրը հեշտորեն լուծվում է տրանսմիսիայում փոխանցումների տուփ տեղադրելով:

Նկար 32-ում ցույց է տրված զանազան տիպի շարժիչների պտտող մոմենտի փոփոխությունը՝ կախված պտուտաթվերից: Կատարյալը կլինի հավասարակողմ հիպերբոլի կորը, երբ մոմենտն ըստ լիսեռի պտտման հաճախության՝ կփոփոխվի ամենալայն հնարավոր ընդդրկությամբ: Սակայն այդպիսի կատարյալ բնութագիր չունի ոչ մի շարժիչ: Կատարյալ կորին մոտ է **1** սերիես և կոմպաունդ տիպի էլեկտրական շարժիչների բնութագիրը, մասամբ՝ **2** շոգեշարժիչինը: Ահա թե ինչու էլեկտրաքարշերն ու շոգեքարշերը փոխանցման տուփ չունեն: Համեմատաբար նպաստավոր է **3** գազատուրբինային շարժիչի բնութագիրը,

և այն տեղադրելու դեպքում ավտոմոբիլի վրա կարող է լինել երկաստիճան փոխանցման տուփ:

4 Ներքին այրման շարժիչները, բոլոր նյուս շարժիչների հետ համեմատած, ունեն ամենաանբարենպաստ բնութագիրը, որովհետև դրանց ինքնահարմարվելիության գործակիցը 1,25-ից չի անցնում՝

$$\left(\frac{M_{e\max}}{M_N} = 1,0 - 1,4 \right):$$



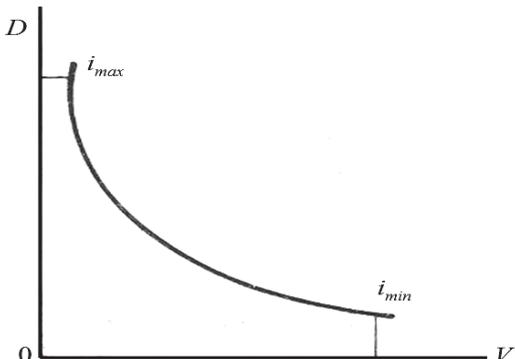
Նկ. 32. Տարբեր շարժիչների մոմենտների փոփոխման բնութագիրը:

Քարշային բալանսի գրաֆիկի (Նկ. 25) ուսումնասիրումը ցույց է տալիս, որ բոլոր փոխանցումների շոշափող քարշիչ ուժերի գրաֆիկների պարուրող կորը կտա կատարյալին մոտ բնութագիր: Նկատելի է, որ որքան շատ լինի փոխանցումների տուփի աստիճանների թիվը, այնքան հաղորդակի բնութագիրը ավելի կմոտենա կատարյալին: Նույն գրաֆիկից երևում է նաև, որ աստիճանավոր հաղորդակի հիմնական բնութագիրը մի շարք ռեժիմների ժամանակ շարժիչի հզորության ոչ ռացիոնալ օգտագործումն է: Այս հանգամանքը վատացնում է ավտոմոբիլի դինամիկական հատկանիշները: Աստիճանների թիվը փոխանցումների տուփում մեծացնելով՝ կոնստրուկտորը կարող է այդ թերությունը շտկել (վերացնել չի կարող), բայց այդ դեպքում փոխանցումների տուփի զանգվածն ու գաբարիտները մեծանում են, իսկ դրա ղեկավար-

րունը՝ դժվարանում: Այս տեսակետից հատկանշական են փոխանցումների տուփերի կառուցվածքի զարգացման միտումները: Օրինակ՝ մինչև 20-րդ դարի 60-70-ական թվականները մարդատար ավտոմոբիլների փոխանցումների տուփերը, որպես կանոն, եռաստիճան էին, իսկ բեռնատարներինը՝ քառաստիճան, այժմ մարդատար ավտոմոբիլներինը հիմնականում քառ- և հնգաստիճան են, իսկ բեռնատարներինը՝ հնգաստիճան և ավելի:

Շարժիչի հզորության լավագույն օգտագործումը բոլոր ռեժիմներում հնարավոր է միայն աստիճանավոր հաղորդակից անաստիճան հաղորդակներին անցնելու դեպքում: Սակայն անաստիճան հաղորդակի առավելությունները հնարավոր կլինի օգտագործել միայն այն դեպքում, երբ հաղորդակի փոխանցման թվերը փոփոխվեն ավտոմատ՝ շարժման ռեժիմներին համապատասխան:

Հաղորդակը կոչվում է պրոգրեսիվ, եթե անաստիճան փոխանցման թվերը փոփոխվում են ավտոմատ: Դրանում փոխանցման թվի փոփոխումը կախված է այն օրենքից, որի հիման վրա կառուցված է տվյալ հաղորդակը: Օրինակ՝ արդյունավետ կլինի, որ շարժիչը շահագործման որոշ պայմաններում աշխատի առավելագույն հզորության ռեժիմով, իսկ այլ պայմաններում՝ վառելիքի նվազագույն ծախսի ռեժիմով: Այս ռեժիմների օպտիմալ սահմանները որոշվում են ամեն մի կոնկրետ կառուցվածքի համար առանձին: Հետևաբար՝ անհրաժեշտ է կիրառել փոխանցման այնպիսի օրենք, որ ավտոմոբիլի շարժման ռեժիմների ամբողջ ընդգրկույթում շարժիչի հզորությունը, պտուտաթվերից կախված, փոփոխվի ընտրված օրենքին համաձայն: Այդ օրենքը ավտոմոբիլների տեսությունում կոչվում է *տրանսֆորմատորային բնութագիր*:



Նկ. 33. Պրոգրեսիվ հաղորդակի դինամիկական բնութագիրը:

Պրոգրեսիվ հաղորդակն ունի անսահման, մեծ քանակությամբ փոխանցման թվեր, սակայն դրա վերին ու ստորին փոխանցման թվերը սահմանափակվում են i_{\min} , i_{\max} միջակայքում (նկ. 33): Եթե մասնակի բեռնավորման բոլոր ռեժիմներում շարժիչին տրվում է վառելիքի առավելագույն քանակ, ապա այն աշխատում է վառելիքի մատուցման այնպիսի ռեժիմով, որ տանող անիվների քարշիչ ուժը փոխվում է հիպերբոլի օրենքով`

$$P_k = C \frac{N_k}{V} : \quad (122)$$

Չետևաբար` տվյալ փոխանցման թվերի միջակայքում դինամիկական գործոնը պետք է հաշվարկել այս արտահայտությամբ`

$$D = \frac{C \frac{N_k}{V}}{G} : \quad (123)$$

Կան պրոգրեսիվ հաղորդակի այլ առավելություններ ևս. քանի որ շարժիչը միշտ աշխատում է հաստատուն ռեժիմով, ավտոմոբիլի պտտվող զանգվածների գործակիցը` δ -ն, կլինի փոքր թափանցիկ և դրա հետ կապված մեքենամասերի ազդեցությունը նվազեցնելու շնորհիվ:

$$\delta = \frac{G/g + J_m \left(\frac{i_{TP}}{r_k} \right) \eta_{TP} + \sum J_{\text{III}} \frac{1}{r_k^2}}{G/g}, \quad (124)$$

որտեղ J_m -ն և J_{III} -ն թափանցիկ և տանող անիվների իներցիոն մոմենտներն են:

Իսկ պրոգրեսիվ հաղորդակի համար`

$$\delta = \frac{G/g + \sum J_{\text{III}} \frac{1}{r_k^2}}{G/g}, \quad (125)$$

այսինքն` առանց երկրորդ անդամի:

Պրոգրեսիվ հաղորդակները լինում են տարբեր տիպի` մեխանիկական (վարիատորներ), էլեկտրական և այլն: Սակայն ավտոմոբիլաշինությունում օգտագործվում են հիմնականում հիդրոմեխանիկական տրանսմիսիաները (ՅՍՏ-ներ), որոնք կազմված են հիդրավլիկական

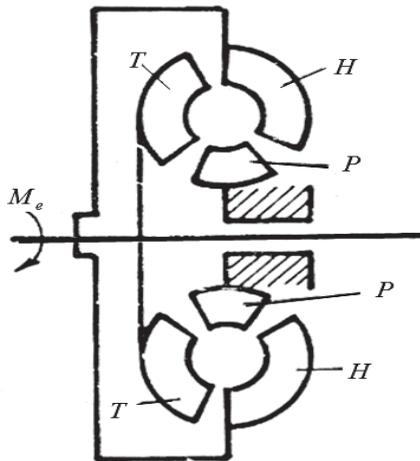
տրանսֆորմատորից և դրա հետ համատեղ աշխատող եռաստիճան (ավտոբուսի համար՝ երկաստիճան) ավտոմատ պլանետար փոխանցումների տուփից:

Այսպիսով՝ ՌՍ-ի հիմնական ագրեգատը հիդրոտրանսֆորմատորն է (նկ. 34), որն ավտոմատ կերպով և առանց աստիճանի փոփոխում է տրանսմիսիայի փոխանցման թվերը՝ ավտոմոբիլի շարժման արտաքին դիմադրություններին համապատասխան: Հիդրոտրանսֆորմատորը բաղկացած է H կենտրոնախույս պոմպից (միացված է շարժիչի ծնկածն լիսեռին), T տուրբինային անիվից և P ռեակտորից, որը թիակներով պատված անշարժ անիվ է: Պոմպը, տուրբինը և ռեակտորը կազմում են ընդհանուր, հատուկ յուղով լցված մի փակ խռոչ: Պոմպի միջոցով մղվող յուղի հոսքը տուրբինը պտտում է լիսեռի առանցքի շուրջը:

Հիդրոտրանսֆորմատորի հիմնական հավասարումը մոմենտների հավասարակշռման հավասարումն է՝

$$M_T - M_H - M_P = 0, \quad (126)$$

որտեղ M_T , M_H և M_P -ն տուրբինի, պոմպի և ռեակտորի պտտող մոմենտներն են:



Նկ.34. Հիդրոտրանսֆորմատորի սխեման:

Հիդրոտրանսֆորմատորի փոխակերպության՝ տրանսֆորմացիայի գործակիցը տուրբինի և պոմպի մոմենտների հարաբերությունն է՝

$$K_T = M_T / M_H : \quad (127)$$

Հիդրոտրանսֆորմատորի կինեմատիկան բնութագրվում է փոխանցման i_T հարաբերությամբ, որը տուրբինի և պոմպի լիսեռների պտուտաթվերի հարաբերությունն է՝ $i_T = n_t / n_T$, իսկ օ.գ.գ-ն՝ $\eta_T = K_T i_T$:

Հիդրոտրանսֆորմատորները լինում են թափանցիկ և անթափանց: Թափանցիկ են կոչվում այն հիդրոտրանսֆորմատորները, որոնց տուրբինի վրա բեռնվածության փոփոխումը փոխանցվում է շարժիչի լիսեռին, և դրա շնորհիվ շարժման պայմանների փոփոխումը անմիջականորեն ազդում է շարժիչի աշխատանքային ռեժիմի վրա: Անթափանցի դեպքում տուրբինի պտուտաթվերի և բեռնվածության փոփոխումը չի փոխանցվում շարժիչին: Թափանցիկ տրանսֆորմատորի բնութագիրն առավել նպաստավոր է, սակայն դրա փոխակերպության գործակիցը՝ K_T -ն, 2-ից մեծ է, իսկ այն դեպքերում, երբ անհրաժեշտ է ավելի բարձր գործակից, կիրառում են անթափանցիկ տրանսֆորմատորներ: Թեթև մարդատարների համար կիրառվում են թափանցիկ տրանսֆորմատորներ՝ $K_T = 2,35$, իսկ ավտոբուսների վրա՝ անթափանց՝ $K_T = 3,6$: Բնականաբար անթափանց տրանսֆորմատորները հնարավորություն չեն տալիս օգտագործել շարժիչը որպես արգելակ, և դա անթափանց տրանսֆորմատորների թերություններից է:

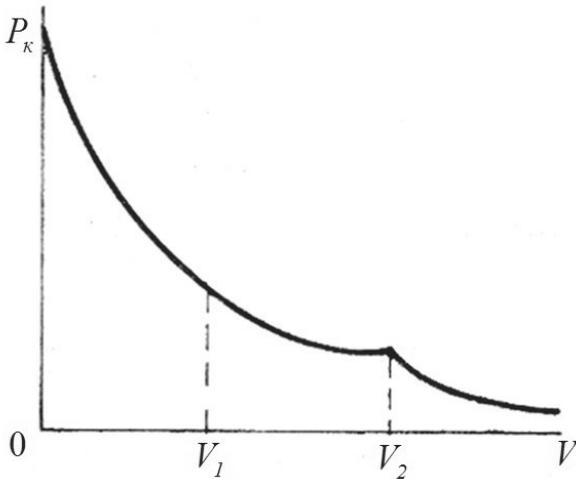
Հիդրոտրանսֆորմատորով ավտոմոբիլի համար քարշիչ ուժը հաշվարկվում է հետևյալ բանաձևով.

$$P_k = \frac{M_H i_{TP}}{\eta_k} k_T : \quad (128)$$

Այսինքն՝ քարշիչ ուժի որոշման բանաձևում շարժիչի մոմենտի՝ M_e -ի փոխարեն տեղադրվում է պոմպի մոմենտը՝ M_H -ը, արտահայտությունը բազմապատկվում է տրանսֆորմացիայի գործակցով՝ K_T -ով:

Եթե հայտնի է տրանսմիսիայի սխեման և դրա համար ընդունված ռեժիմների փոփոխման հաջորդականությունը, կարելի է կառուցել ավտոմոբիլի քարշային բնութագիրը: Օրինակ՝ նկար 35-ում տրված է թափանցիկ հիդրոտրանսֆորմատորով և մեխանիկական երկաստիճան փոխանցման տուփով ՅՍՏ-ի քարշային բնութագիրը: Այստեղ 1-ին տեղամասում (տեղաշարժ և թափառքի սկիզբ) հիդրոտրանսֆորմա-

տորն աշխատում է մեխանիկական տուփի ցածր փոխանցումով: Երբ ավտոմոբիլի արագությունը հավասարվում է V_1 -ի, հիդրոտրանսֆորմատորն անցնում է հիդրոազույցի ռեժիմի՝ շարունակելով 2-րդ տեղամասում աշխատել ցածր փոխանցմամբ: Արագության՝ մինչև V_2 մեծացմանը զուգընթաց հետ փոխանցումը տուփում փոխարկվում է ցածրից ուղիղ փոխանցման, և 3-րդ տեղամասում տրանսմիսիան աշխատում է հիդրոազույց-ուղիղ փոխանցում ռեժիմով:



Սկ. 35. Հիդրոմեխանիկական տրանսմիսիայով ավտոմոբիլի քարշային բնութագիրը:

ՀՄՏ-ի կիրառումը զգալիորեն հեշտացնում է վարորդի աշխատանքը, նվազեցնում նրա հոգնածությունը:

ՀՄՏ-ները կիրառվում են բարձր դասի մարդատար ավտոմոբիլներում, քաղաքային ավտոբուսներում և արտակարգ մեծ բեռնատարողությամբ բեռնատար ավտոմոբիլներում, որոնցում վարորդի աշխատանքի ավտոմատացումն ունի էական նշանակություն:

ՀՄՏ-ները կիրառելի են արդյունաբերական տրակտորների, մանավանդ՝ հիդրոկառույցների ու ճանապարհաշինության համար նախատեսված տրակտորների համար. դրանց քարշային ռեժիմների բազմազանությունը պահանջում է տրակտորիստ-մեքենավարի աշխատանքի ավտոմատացում:

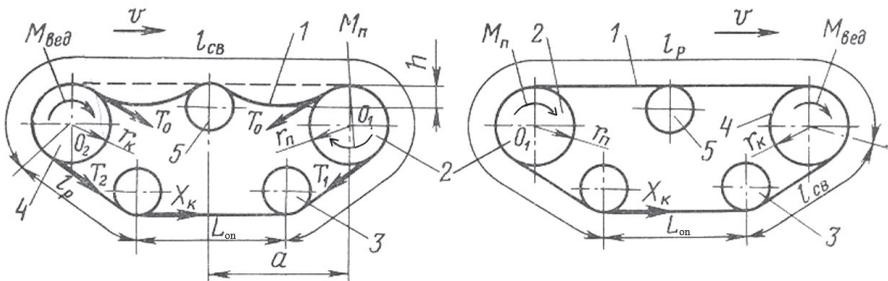
ԳԼՈՒԽ 6

ՏՐԱԿՏՈՐԻ ԸՆԴՀԱՆՈՒՐ ԴԻՆԱՄԻԿԱՆ

6.1. ԹՐԹՈՒՐԱՎՈՐ ՇԱՐԺԱԲԵՐԻ ԿԻՆԵՄԱՏԻԿԱԿԱՆ ԱՌԱՆՁՆԱԴՏԱԿՈՒՅՈՒՅՈՒՆՆԵՐԸ

Թրթուրավոր ընթացային մասն անվավոր ընթացային մասի համեմատությամբ ունի առավելություններ՝ ապահովում է φ կցման գործակցի ավելի մեծ արժեքներ և ունի հողի վրա ճնշման անհամեմատ ավելի փոքր արժեքներ: Սակայն այն զերծ չէ թրուրություններից, մասնավորապես՝ մետաղատար է և կարող է ապահովել համեմատաբար փոքր աշխատանքային արագություններ:

Հիմնականում թրթուրավոր շարժաբերն ունի նկար 36-ում տրված կառուցվածքը:



Նկ. 36. Թրթուրավոր տրակտորի շարժաբերը:

Դրա բաղկացուցիչ մասերն են՝ 1-թրթուր, 2-ուղղորդ անիվ, 3-հենարանային գլանվակներ, 4-տանող աստղանիվ, 5-պահող գլանվակ: Ըստ երկարության՝ թրթուրը բաժանվում է 3 ճյուղի՝ l_p -ն՝ բանող կամ աշխատանքային ճյուղ, L_{on} -ը՝ հենարանային ճյուղ և l_{cs} -ն՝ ազատ ճյուղ:

Կախված տանող աստղանիվի տեղակայումից (առջևում թե հետևում) թրթուրի l_p և l_{cs} երկարությունները փոփոխվում են: Այսպես, առջևի դասավորության դեպքում l_{cs}/l_p հարաբերությունը փոփոխվում

է 0,08-0,4, իսկ հետևի դասավորության դեպքում՝ 7-12 սահմաններում: Տանող աստղանիվը բնութագրվում է ատամների թվով (Z) և դրանց քայլով (t): Աստղանվի գլորման շառավիղը՝ r_k -ն, որոշվում է $z \cdot t = 2\pi r_k$ բանաձևով, որտեղից՝

$$r_k = \frac{z \cdot t}{2\pi} : \tag{129}$$

Թրթուրավոր ընթացային մասի համընթաց շարժման արագությունը կլինի՝

$$V = \omega_k r_k ,$$

որտեղ $\omega_k = \frac{\pi n_k}{30} :$

Այստեղից՝ $n_k = \frac{n_e}{i_{mp}}$, որտեղ n_e -ն շարժիչի պտուտաթիվն է, n_k -

ն՝ տանող անվի պտուտաթիվը, i_{mp} -ն՝ տրանսմիսիայի փոխանցման թիվը:

Թրթուրավոր ընթացային մասի համընթաց շարժման արագությունը կլինի՝

$$V = \frac{\pi n_e}{30 i_{TP}} \cdot \frac{z \cdot t}{2\pi} = \frac{n_e \cdot z \cdot t}{60 i_{TP}} , \text{ մ/վ,} \tag{130}$$

կամ՝

$$V = \frac{3.6 n_e \cdot z \cdot t}{60 \cdot i_{TP}} , \text{ կմ/ժ:} \tag{131}$$

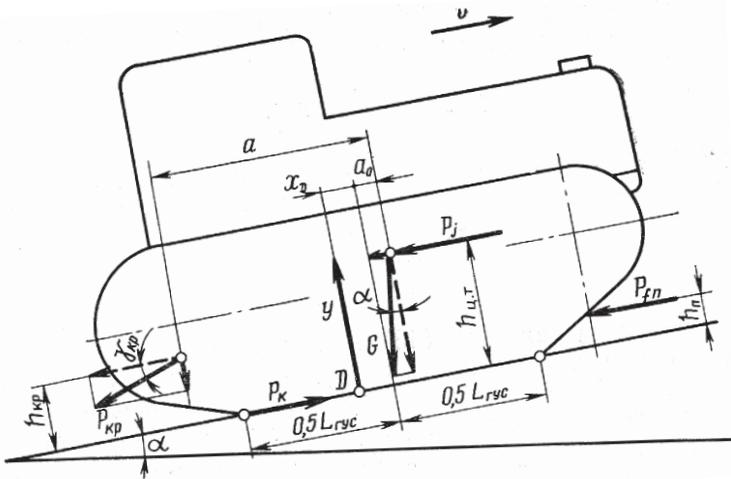
Եթե թրթուրավոր օղագոտին առանձին կոշտ օղակներից բաղկացած շղթա է, ապա տրակտորի իրական համընթաց շարժման արագությունը փոփոխական է: Նույնիսկ տանող անվի՝ հավասարաչափ անկյունային արագությամբ պտտվելու դեպքում այն փոխվում է ինչ-որ սահմաններում, որոշակի պարբերությամբ հետին հենարանային գլանվակի՝ թրթուրի հաջորդ օղակին յուրաքանչյուր անցման ժամանակ: Արագության փոփոխման լրիվ փուլի պարբերությունը համապատասխանում է տանող անվի պտտման $2\pi/Z$ անկյանը:

Արագության փոփոխման տատանումների պարբերության ինտենսիվությունն աճում է բարձր փոխանցումների անցնելիս, օդակների քայլի և շաժաբերի պարամետրերի մեծացման դեպքում: Արագության փոփոխման պատճառով առաջացած իներցիոն ուժերը և հարվածները լրացուցիչ ծանրաբեռնում են թրթուրավոր շարժաբերը և տրակտորի կրող տարրերը:

Տրակտորների տեսությունում համընթաց շարժման արագությունը որոշվում է (130) կամ (131) արտահայտությամբ՝ առանց հաշվի առնելու դրա փոփոխման անհամաչափությունը:

6.2. ԹՐԹՈՒՐԱՎՈՐ ՏՐԱԿՏՈՐԻ ՎՐԱ ԱՉՂՈՂ ԱՐՏԱՔԻՆ ՈՒՇԵՐԸ, ՃՆՇՄԱՆ ԿԵՆՏՐՈՆԸ

Թրթուրավոր տրակտորի վրա ազդող արտաքին ուժերի բնույթը որոշելու համար վերլուծենք շարժման ընդհանուր դեպքը, երբ ագրեգատավորված տրակտորը շարժվում է V հաստատուն արագությամբ տեղանքի α թեքությամբ դեպի վեր (նկ. 37):



Նկ. 37. Թրթուրավոր տրակտորի վրա ազդող արտաքին ուժերը և մոմենտները:

Այս դեպքում տրակտորի վրա ազդում են հետևյալ ուժերը և մոմենտները. ծանրության ուժը՝ G -ն, որի ճանապարհի հարթությանը զուգահեռ բաղադրիչը՝ $P_i = \pm G \sin \alpha$ -ն, կոչվում է վերելքի հաղթահարման ուժ, իսկ ճանապարհի հարթությանը ուղղահայաց բաղադրիչը՝ $G \cos \alpha$ -ն, կշռի նորմալ բաղադրիչ:

Տանող աստղանիվի վրա ազդում է շոշափող քարշիչ ուժը՝

$$P_K = \frac{M_{\text{եօ}}}{r_k}, \text{ որտեղ } M_{\text{եօ}} = M_e i_{mp} \eta_{mp}: \text{ Այն տանող աստղանիվի վրա}$$

գործող տանող մոմենտն է:

$$\text{Թափառքի դիմադրության ուժը՝ } P_j = \delta \cdot m \frac{dV}{dt}, \text{ որտեղ } m = \frac{G}{g}$$

ն տրակտորի զանգվածն է, δ -ն՝ պտտվող զանգվածների գործակիցը:

Գլորման դիմադրության ուժը՝ $P_{f_n} = G \cos \alpha \cdot f$, որտեղ f -ը գլորման դիմադրության գործակիցն է:

Ճարմանդային ուժը՝ P_{kp} -ն, յուրաքանչյուր ագրեգատի համար որոշվում է գյուղատնտեսական մեքենայի բանող օրգանների գումարային դիմադրությամբ:

Գետնից թրթուրին նորմալ հակազդման համազորը Y -ն է: Այս

ուժի մեծությունը և կիրառման D կետի դիրքը՝ X_D հորիզոնական կոորդինատը, պայմանավորված են գետնից թրթուրի հենարանային երկարությամբ նորմալ հակազդման բաշխման օրինաչափությամբ և թրթուրավոր ընթացային մասի կառուցվածքային առանձնահատկություններով:

Հաշվի առնելով ճնշման կենտրոնի հորիզոնական կոորդինատի X_D թվային արժեքի նշանակությունը թրթուրավոր տրակտորի դինամիկայի՝ կայունության, կառավարման և ագրոէկոլոգիական հատկանիշների գնահատմանը վերաբերող խնդիրներում՝ այդ արժեքը որոշվում է տրակտորի շարժման ընդհանուր դեպքի համար: Թրթուրավոր տրակտորի վրա ազդող արտաքին ուժերի հավասարակշռության պայմանը կունենա հետևյալ տեսքը. $\sum F_x = 0$, կամ՝

$$G \cos \alpha (x_D + a_0) - (G \sin \alpha + P_j) h_{\text{ит}} - P_{\text{сп}} \cos \gamma h_{\text{кп}} - P_{\text{fn}} h_n - P_{\text{сп}} \sin \gamma (a - a_0 - x_D) = 0 : (132)$$

Նշանակենք $P_{\text{fn}} \cdot h_n = M_f$ և ընդունենք, որ այն հավասար է թրթուրավոր տրակտորի գլորման դիմադրության նոմենտին հողի տրորման պատճառով:

Այսպիսով՝ (132) հավասարումից կստանանք ճնշման կենտրոնի հորիզոնական կոորդինատի որոշման հետևյալ բանաձևը.

$$X_D = \frac{(G \sin \alpha - P_j) \cdot h_{\text{ит}} + P_{\text{кп}} (h_{\text{кп}} \cdot \cos \gamma + a \sin \gamma) + M_f}{G \cos \alpha + P_{\text{кп}} \sin \gamma} - a_0 : (133)$$

Չորիզոնական տեղանքում հավասարաչափ արագությամբ շարժվող տրակտորի ($P_j = 0$) ճնշման կենտրոնի հորիզոնական կոորդինատը կլինի՝

$$X_D = \frac{P_{\text{кп}} (h_{\text{кп}} \cdot \cos \gamma + a \sin \gamma) + M_f}{G + P_{\text{кп}} \sin \gamma} - a_0 : (134)$$

Եթե $\gamma = 0$, տրակտորի թրթուրները ճարմանդային ուժի ուղղաձիգ բեռնվածքով չեն բեռնվում, և համակարգի վրա ազդող ուժերի փոխազդեցությունն արտահայտվում է միայն ճնշման կենտրոնի D տեղափոխումներով՝

$$X_D = (P_{\text{кп}} h_{\text{кп}} + M_f) / G - a_0 : (135)$$

Վերջին երկու արտահայտություններից հետևում է, որ տրակտորի ծանրության կենտրոնի լայնական կոորդինատի՝ a_0 -ի փոփոխմամբ կարելի է հասնել ճնշման կենտրոնի դիրքի անփոփոխ վիճակի՝ $X_D = \text{idem}$: Այսպես, ճարմանդային ուժի ցանկացած արժեքի դեպքում a_0 -ն կփոփոխվի հետևյալ օրինաչափությամբ.

$$a_0 = \frac{P_{\text{кп}} (h_{\text{кп}} \cdot \cos \gamma + a \sin \gamma) + M_f}{G + P_{\text{кп}} \sin \gamma} : (136)$$

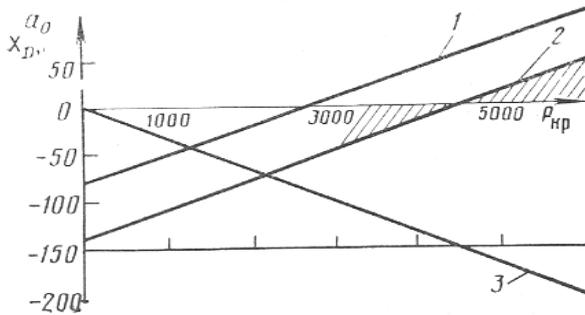
Իսկ եթե $\gamma = 0$, ապա a_0 -ի փոփոխման օրինաչափությունը կլինի՝

$$a_0 = (P_{\text{кп}} h_{\text{кп}} + M_f) / G : (137)$$

Ստացված (133), (134) և (135) արտահայտություններից հետևում է, որ X_D -ն առավելագույն կախված է ճարմանային ուժի մեծությունից՝ P_{kp} -ից, և այդ կախվածությունը 6 կՆ դասի տրակտորի համար ունի տեսքը՝ նկար 39-ում տրված տեսքը:

Նկար 38-ից հետևում է, որ ճարմանդային ուժի ցանկացած արժեքի դեպքում $0 \leq P_{kp} \leq 60$ կՆ միջակայքում, որպեսզի X_D -ն մնա անփոփոխ, անհրաժեշտ է տրակտորի ծանրության կենտրոնը տեղափոխել առաջ՝ ընթացքի ուղղությամբ: Իսկ եթե $P_{kp} = 0$, ապա՝

$$a_0 = M_f / G: \quad (138)$$



Նկ. 38. Ճնշման կենտրոնի հորիզոնական կորոդինատի կախվածությունը ճարմանդային ուժից $j = 0$ -ի դեպքում.

1. $a_0 = const$, 2. $a_0 = 140$ մմ, 3. a_0 -ի փոփոխությունն ըստ (128) հավասարման է, $\gamma = 0$:

Երբ $P_{kp} = P_H$, ապա՝

$$a_0 = (P_H h_{kp} + M_f) / G, \quad (139)$$

որտեղ P_H -ը տրակտորի ճարմանդում անվանական քարշիչ ուժն է:

Շահագործման իրական պայմաններում $X_D = idem$ իրականացնելու համար տրակտորի ծանրության կենտրոնն անընդհատ փոփոխելը, կախված ճարմանդային ուժից, ոչ միշտ է նպատակահարմար, և

այդպիսի լուծումները պահանջում են տրակտորի կառուցվածքի զգալի փոփոխություններ: Ավելի նպատակահարմար է յուրաքանչյուր ագրեգատի համար որոշել տրակտորի ծանրության կենտրոնի լավարկված դիրքը հետևյալ արտահայտությամբ.

$$a_{0omn} = (P_{kp\ cp} h_{kp} + M_f) / G, \quad (140)$$

որտեղ $P_{kp\ cp} = \frac{P'_H + P_H}{2}$, $P_H = \frac{P_H}{\delta}$ -ն ճարմանդային ուժի նվազագույն

արժեքն է, δ -ն՝ տրակտորի քարշային ընդգրկույթը:

Կախովի մեքենաներով աշխատող տրակտորային ագրեգատի ճնշման կենտրոնի հորիզոնական կոորդինատը նույնպես որոշվում է ըստ համակարգի վրա ազդող ուժերի հավասարակշռության պայմանի, իսկ $X_D = idem$ -ի համար որոշվում են տրակտորի ծանրության կենտրոնի փոփոխման բնութագրերն ագրեգատի տարբեր աշխատանքային ռեժիմների համար:

6.3. ԳԵՏՆԻՑ ԹՐԹՈՒՐԻ ՀԵՆԱՐԱՆԱՅԻՆ ԵՐԿԱՐՈՒԹՅԱՄԲ ՆՈՐՄԱԼ ՀԱԿԱԶԴՄԱՆ ԲԱՇԽՈՒՄԸ

Թրթուրին հողի նորմալ հակազդման համազորի կիրառման կետի՝ D -ի դիրքով որոշվում է գետնից թրթուրի հենարանային երկարությամբ նորմալ հակազդման բաշխման օրինաչափությունը: Այն կախված է նաև հողային պայմաններից և թրթուրավոր շարժաբերի կառուցվածքային առանձնահատկություններից:

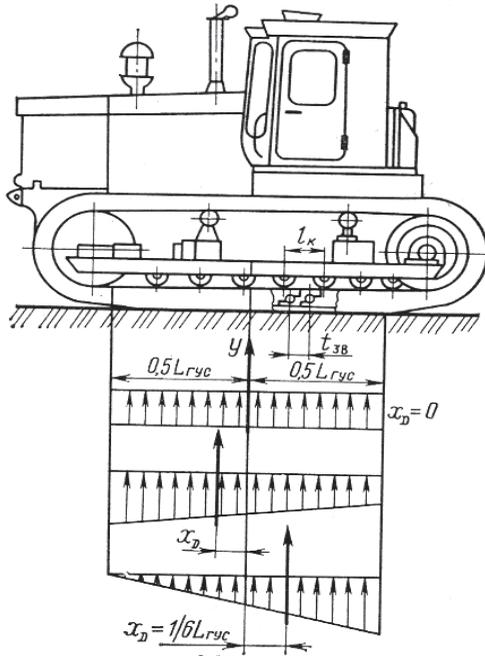
Եթե հենարանային գլանվակների միջառանցքային հեռավորության՝ l -ի և թրթուրի քայլի՝ t_{3e} -ի հարաբերությունը $\frac{l}{t_{3e}} \leq 1,5 \div 1,7$ սահմաններում է,

ապա ընդունվում է, որ գետնից թրթուրի հենարանային երկարությամբ նորմալ հակազդման բաշխման օրինաչափությունն ուղղագծային է:

Այս օրինաչափությունը պայմանավորված է գետնից թրթուրին նորմալ հակազդման համազորի կիրառման կետի՝ D -ի հորիզոնական կոորդինատով՝ X_D -ով: D կետը թրթուրավոր ինքնագնաց մեքենա-

ների տեսությունում կոչվում է ճնշման կենտրոն: X_D -ն D կետի հեռավորությունն է տրակտորի ծանրության կենտրոնով տարված ուղղաձիգ հարթությունից: Ճնշման կենտրոնի հորիզոնական կոորդինատի մեծությամբ է պայմանավորված գետնից թրթուրին նորմալ հակազդման բաշխման օրինաչափությունը: Այսպես՝

- եթե $X_D = 0$, ապա հակազդման բաշխման օրինաչափությունն ունի ուղղանկյան տեսք (նկ. 39).
- եթե $0 < X_D < \left| \frac{1}{6} L_{on} \right|$, ապա այն ունի սեղանի տեսք.
- եթե $X_D = \frac{1}{6} L_{on}$, ապա ունի ուղղանկյուն եռանկյան տեսք:



Նկ. 39. Հողի վրա թրթուրավոր տրակտորի ճնշման բաշխման օրինաչափությունը, երբ $l_k/t_3 = 1,5 - 1,7$:

Ճնշման կենտրոնի հորիզոնական կոորդինատով բնութագրվում է նաև թրթուրավոր տրակտորի ընթացային մասով գետնի վրա միջին ճնշման մեծությունը, որը հորիզոնական տեղանքում կլինի՝

$$P_{cp} = \frac{G}{2L_{on}b},$$

որտեղ b -ն թրթուրի լայնությունն է:

Այս մեծությունը տրակտորի համար բնութագրական է, քանի որ դրանով է գնահատվում թրթուրավոր շարժաբեռի և հողի փոխազդեցության արդյունքում հողի պնդացման չափը:

Գյուղատնտեսական նշանակության թրթուրավոր տրակտորների համար ընթացային մասով հողի վրա միջին ճնշումը՝ $P_{cp} = 0,035 - 0,06$ մՊա: Հատուկ նշանակության ճահճագնաց տրակտորների համար $P_{cp} < 0,02$ մՊա: Համեմատության համար նշենք, որ միջին քաշով մարդու՝ գետնի վրա մեկ ոտքով ճնշումը՝ $P_{cp} \approx 0,03$ մՊա: Բերված մեծությունների համեմատությունից հետևում է, որ թրթուրավոր տրակտորի ընթացային մասն անվավորի ընթացային մասի համեմատ ունի շատ կարևոր մի առավելություն՝ հողի վրա համեմատաբար փոքր ճնշում:

Ինչպես արդեն ասվել է՝ եթե $\frac{l}{t_z} \leq 1,5 \div 1,7$, ապա ընդունվում է,

որ գետնից թրթուրին նորմալ հակազդումը բաշխվում է ուղիղ գծի օրենքով: Այս դեպքում թրթուրի երկարությամբ գետնից նորմալ հակազդման բաշխման օրինաչափությունը որոշելու համար բավական է որոշել հենարանային գլանվակների առանցքներով գետնից հակազդումները՝ Y_1 -ն և Y_2 -ն: Դրանք որոշելու համար զրենք նկար 40 ա)-ի համակարգի վրա ազդող արտաքին ուժերի հավասարակշռության պայմանները հետևյալ տեսքով.

$$\begin{cases} \sum F_y = 0 \\ \sum M_D = 0 \end{cases},$$

կամ՝

$$\begin{cases} y_1 + y_2 = G \\ y_1(0,5L_k + X_D) - y_2(0,5L_k - X_D) = 0 \end{cases}, \quad (141)$$

որտեղից՝

$$\begin{cases} y_1 = G(0,5L_k - X_D) / L_k \\ y_2 = G(0,5L_k + X_D) / L_n \end{cases} : \quad (142)$$

Համակարգի հավասարակշռության հավասարումները գրելիս փոքր արժեքների պատճառով հաշվի չեն առնվել գլորման դիմադրության ուժը՝ P_f -ն և ճարմանդային ուժի նորմալ բաղադրիչը՝ $P_{kp} \cdot \sin \gamma_{kp}$ -ն: Գետնից թրթուրավոր շարժաբերի գլանվակների ուղղածիզ առանցքով y_1 և y_2 նորմալ հակազդումների որոշման (142) արտահայտություններից հետևում է՝

- որքան մեծ է ճնշման կենտրոնի տեղափոխությունը՝ X_D -ն, այնքան անհավասարաչափ է տրակտորի կշռի բաշխումը առջևի և հետևի հենարանային գլանվակների միջև.

- երբ $X_D = 0,5l_k$, կախված շարժման ուղղությունից, առջևի կամ հետևի զույգ գլանվակներն ամբողջությամբ բեռնաթափվում են, և տրակտորի կշիռը փոխանցվում է գետնին միայն մեկ զույգ գլանվակների միջոցով:

y_1 և y_2 հակազդումներով որոշվում են հենարանային գլանվակների բեռնվածքը՝ G_k -ն և դրան համապատասխան հողի վրա թրթուրի առավելագույն ճնշումն առաջին գլանվակի տակ՝

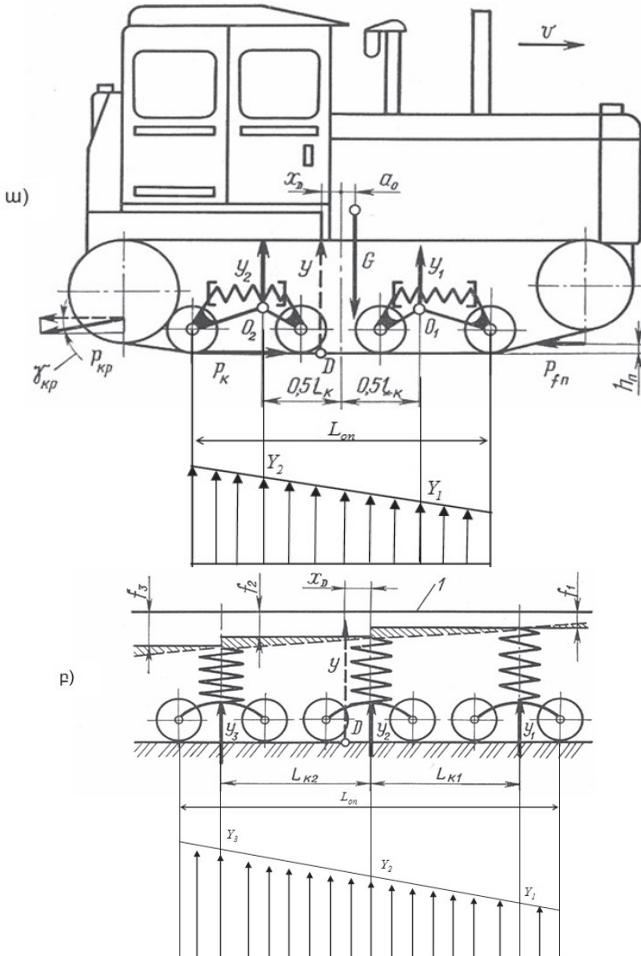
$$P_{\max(i)} = K_H G_k(i) / (b \cdot t_{3b}), \quad (143)$$

որտեղ K_H -ը գործակից է, որը հաշվի է առնում տվյալ տեղամասում թրթուրի ակտիվ օղակների քանակը և ճնշման բաշխման անհավասարաչափությունը: Երբ $l_k / t_{3b} \geq 3$, ապա կարելի է ընդունել, որ $K_H = 0,5$:

Թրթուրի մեծ հենարանային երկարության դեպքում ընթացային մասում կիրառվում են եռահենարան կախոցներ: Այդ դեպքում գետնից հենարանային գլանվակների վրա գետնի գունարային հակազդումները նույնպես որոշվում են համակարգի հավասարակշռության հավասարումների լուծումով:

Նկար 40 բ)-ում բերված y_1, y_2 և y_3 հակազդումները որոշելու համար անհրաժեշտ է ունենալ երեք հավասարում, որոնցից երկուսը համակարգի հավասարակշռության հետևյալ հավասարումներն են.

$$\begin{cases} y_1 + y_2 + y_3 = G \\ y_1(L_{k1} + X_D) + y_2 \cdot X_D - y_3(L_{k2} - X_D) = 0 \end{cases} \quad (144)$$



Նկ. 40. Թրթուրավոր տրակտորի վրա ազդող արտաքին ուժերը.

ա) երկհենարանային բալանսի կախողով,
բ) եռահենարանային բալանսի կախողով:

Լրացուցիչ հավասարումը կստացվի համակարգի առաձգական տարրերի (զսպանակների) դեֆորմացիաների համեմատության պայմանից:

Տրակտորի շրջանակն արտաքին ուժերի ազդեցությամբ ընդունում է կետագծերով ցույց տրված տեսքը, և կախցիի զսպանակները ձկվում են f_1 , f_2 և f_3 չափերով: Ստացված եռանկյունների նմանությունից հետևում է՝

$$(f_2 - f_1)L_{k1} = (f_3 - f_2)L_{k2}, \quad (145)$$

որտեղ $y_1 = f_1 C_1$, $y_2 = f_2 C_2$, $y_3 = f_3 C_3$, իսկ C_1 , C_2 , C_3 -ը համապատասխան կախցիների զսպանակների կոշտություններն են:

Ստացված (144) և (145) հավասարումների համատեղ լուծումներով կարելի է որոշել y_1 , y_2 և y_3 նորմալ հակազդումները:

Թրթուրավոր շարժաբերի հենարանային երկարությամբ նորմալ հակազդման բաշխման օրինաչափություններով է պայմանավորված հողի պնդացումը: Այդ պատճառով հողի վրա ճնշման միջին արժեքի՝ P_{cp} -ի իջեցումը տրակտորի անցանելիության բարձրացման և հողի պնդացման նվազեցման հիմնական եղանակներից է:

6.4. ՏՐԱԿՏՈՐԻ ՀՁՈՐՈՒԹՅԱՆ ԲԱԼԱՆՍԸ ԵՎ ՔԱՐՇԱՅԻՆ ԲՆՈՒԹԱԳԻՐԸ

Տրակտորի հզորության բալանսը ցույց է տալիս, թե շարժիչի զարգացրած հզորությունը ինչպիսի դիմադրությունների հաղթահարման վրա է ծախսվում: Տրակտորի հզորության բալանսի հավասարումն ունի հետևյալ ընդհանուր տեսքը.

$$N_e = N_0 + N_{mp} + N_\delta + N_f \pm N_i \pm N_j + N_{kp} + N_e + N_{BOM}, \quad (146)$$

որտեղ N_e -ն շարժիչի արդյունավետ հզորությունն է, N_0 -ն՝ տրակտորի համակարգերի սպասարկման և վարորդի աշխատանքի պայմանների բարելավման հզորությունը, N_{mp} -ն՝ տրանսմիսիայի դիմադրությունների հաղթահարման հզորությունը, N_δ -ն՝ ընթացային մասի տեղապտույտի վրա ծախսված հզորությունը, N_f -ն՝ գլորման դիմադ-

րությունների հաղթահարման հզորությունը, N_i -ն՝ վերելքի հաղթահարման հզորությունը, N_j -ն՝ շարժման արագության փոփոխման, թափառքի հզորությունը, N_{kp} -ն՝ քարշային հզորությունը, N_z -ն՝ գյուղմեքենաների ակտիվ աշխատանքային օրգաններին հաղորդվող հզորությունը, N_{BOM} -ը՝ հզորության ընտրության լիսեռով փոխանցվող հզորությունը:

Վերելքի հաղթահարման N_i և թափառքի N_j հզորություններն ունեն տարբեր նշաններ, քանի որ տրակտորը կարող է շարժվել վերելքով կամ վայրէջքով, արագացումով կամ դանդաղեցումով: Հորիզոնական տեղամասում կայուն շարժմամբ տրակտորի ընդհանուր օ.գ.գ-ն կլինի՝

$$\eta = \frac{N_{kp} + N_{BOM} + N_z}{N_e} \quad (147)$$

Իսկ նույն պայմաններում տրակտորի քարշային օ.գ.գ-ն կլինի՝

$$\eta_{m\lambda z} = \frac{N_{kp}}{N_e - (N_{BOM} + N_z)} : \quad (148)$$

Առանց հզորության անջատման լիսեռի և հիդրոհամակարգի տրակտորի աշխատանքի դեպքում՝

$$\eta_{m\lambda z} = \frac{N_{kp}}{N_e} : \quad (149)$$

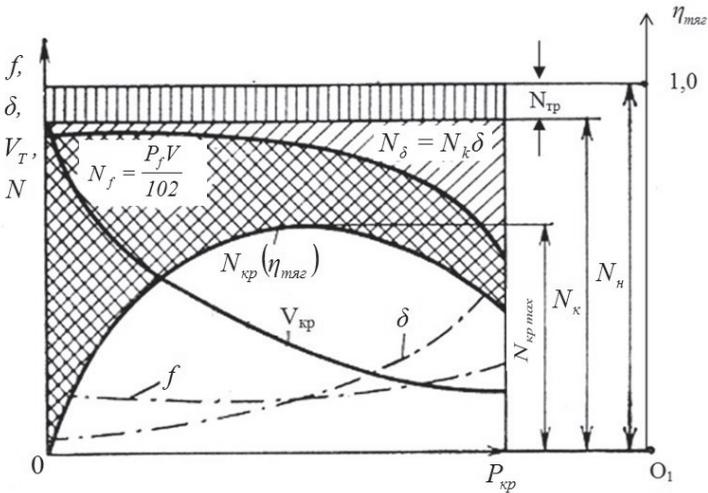
Տրակտորի քարշային օ.գ.գ-ն հաշվարկվում կամ փորձնական եղանակով որոշվում է դաշտի հորիզոնական տեղամասի համար, երբ քարշային դինադրության ուժը զուգահեռ է ճանապարհին, իսկ հզորության անջատման լիսեռը չի օգտագործվում:

Քարշային օ.գ.գ-ն կանխորոշող գործոնների ազդեցությունը բնութագրելու համար կառուցվում է տրակտորի հզորության բալանսի գրաֆիկը (նկ. 41):

Կառուցումների ժամանակ ընդունվում է, որ տրակտորն ունի անաստիճան տրանսմիսիա, որը հնարավորություն է տալիս շարժիչը բեռնել անվանական հզորությամբ՝ քարշային բեռնվածքից կախված

շարժման արագության ավտոմատ փոփոխմամբ: Բնութագրի հորիզոնական առանցքի վրա տեղադրված են P_{kp} քարշիչ ուժի արժեքները: Կառուցված են երկու օժանդակ կորեր (ստվերագծված), որոնց տեղապտույտի գործակցի δ և գլորման դիմադրության գործակցի փոփոխման բնութագրերը կախված են ճարմանդային ուժից: Դրա համար օգտագործվել են ընտրված հողային պայմաններում դիտարկվող տրակտորների տիպի համար ստացված փորձնական տվյալները: Օրդինատների առանցքի վրա տեղադրված է շարժիչի անվանական հզորությունը՝ N_H -ը: Ընդունվում է, որ տրանսմիսիայի դիմադրությունների հաղթահարման վրա ծախսված հզորությունը՝ N_{mp} -ն, հաստատուն է, կախված չէ ճարմանդային ուժից, որոշվում է հետևյալ արտահայտությամբ.

$$N_{mp} = N_H (1 - \eta_{mp}) : \quad (150)$$



Նկ. 41. Տրակտորի հզորության բալանսը և տեսական քարշային բնութագիրը:

N_H և $N_{mp} = N_H (1 - \eta_{mp})$ հատվածների տարբերությունը համապատասխանում է տանող անիվներին հաղորդվող հզորությանը՝ N_k -ին, որի մի մասը ծախսվում է տանող օրգանների N_δ տեղա-

պտույտի վրա: N_{δ} հզորությունը համեմատական է տեղապտույտի δ գործակցին և որոշվում է հետևյալ արտահայտությամբ.

$$N_{\delta} = N_k \cdot \delta : \quad (151)$$

$N_{mp} = N_H(1 - \eta_{mp})$ և N_{δ} բնութագրերի միջև ընկած հատվածները կհամապատասխանեն տեղապտույտի վրա ծախսված հզորություններին:

Գլորման դիմադրության վրա ծախսված հզորությունները որոշելու համար կառուցվել է տրակտորի շարժման աշխատանքային արագությունների փոփոխման բնութագիրը՝ $V_p = f(P_{kp})$ -ն ըստ հետևյալ բանաձևի.

$$V_p = V_T(1 - \delta), \quad (152)$$

որտեղ V_T -ն տրակտորի շարժման տեսական արագությունն է:

Գլորման դիմադրության վրա ծախսված N_f հզորությունները որոշվել են $N_f = P_f \cdot V_p$ կամ հետևյալ բանաձևով.

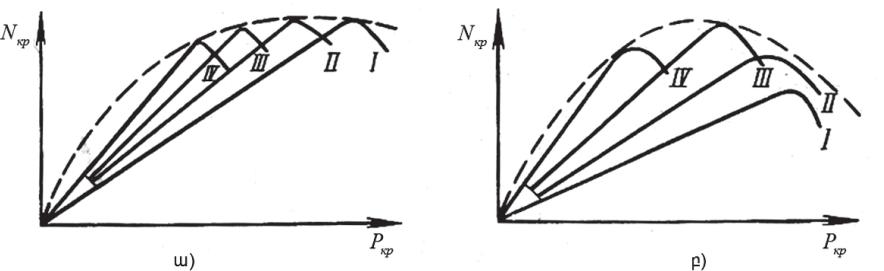
$$N_f = G \cdot f \cdot V_T(1 - \delta): \quad (153)$$

N_f և N_{δ} բնութագրերի միջև ընկած հատվածները համապատասխանում են գլորման դիմադրության վրա ծախսված հզորությանը: Ստացված վերջին կորի և հորիզոնական առանցքի միջև ընկած ուղղաձիգ հատվածները կհամապատասխանեն ճարմանդային N_{kp} հզորությանը, այն նաև քարշային օ.գ.գ-ի փոփոխման բնութագիրն է: Եթե ընդունվի, որ անվանական հզորությունը՝ N_H -ը, հավասար է ճարմանդային հզորությանը՝ N_{kp} -ին, ապա, $\eta_{\text{եր}} = 1,0$:

Ստացված $N_{kp} = f(P_{kp})$ բնութագիրը կոչվում է տրակտորի պտենցիալ քարշային բնութագիր, քանի որ դրան կարելի է հասնել ընտրված իդեալական նախապայմանների՝ արագության ավտոմատ կառավարման և շարժիչի՝ մշտապես անվանական հզորությամբ բեռնավորման դեպքում: Պոտենցիալ քարշային բնութագրից հետևում է, որ տրակտորը բարձր քարշային օ.գ.գ-ով կարող է աշխատել միայն ճարմանդային ուժի որոշակի արժեքների դեպքում: Ճարմանդային ուժի մեծ կամ փոքր ցանկացած արժեքի դեպքում քարշային օ.գ.գ-ն կտրուկ նվազում է:

Գյուղատնտեսական արտադրության առանձնահատկություններից հետևում է, որ ցածր դասի տրակտորները կատարում են համեմատաբար թեթև աշխատանքներ փոքր ճարմանդային ուժով, իսկ բարձր դասի տրակտորները՝ առավել ծանր աշխատանքներ մեծ ճարմանդային ուժով: Հետևաբար՝ այդ աշխատանքները բարձր քարշային օ.գ.գ-ով կատարելու համար անհրաժեշտ է ունենալ տարբեր դասի տրակտորներ, որոնցից յուրաքանչյուրը պետք է աշխատի որոշակի քարշային բնութագրով: Այս սկզբունքն է ընկած գյուղատնտեսական մեքենաների համակարգի ստեղծման հիմքում, մասնավորապես՝ կիրառվում է տրակտորների քարշային դասը որոշելիս: Համաձայն դրա՝ մշակվել են գյուղատնտեսական նշանակության տրակտորների մի շարք դասեր, որոնցից յուրաքանչյուրին համապատասխանում է ճարմանդային ուժի որոշակի անվանական արժեք՝ P_H : Այդ ուժը տրակտորը պետք է զարգացնի չմշակված խոզանի վրա, նորմալ՝ 15-18 % խոնավության և միջին պնդության հողերում, ընդ որում՝ տրակտորի տանող օրգանների տեղապտույտը չպետք է գերազանցի հետևյալ թույլատրելի սահմանները՝ 18 % 4x2 անիվային բանաձևով տրակտորների համար, 16 % 4x4 անիվային բանաձևով տրակտորների և 5 % թրթուրավոր տրակտորների համար: Տրակտորի քարշային դասի բազային մոդելի հիման վրա ստեղծվում են դրանց տարբեր մոդիֆիկացիաներ, որոնք իրարից տարբերվում են այս կամ այն կառուցվածքային առանձնահատկությամբ՝ կախված ներկայացվող հատուկ պահանջներից:

Աստիճանավոր տրանսմիսիայով տրակտորի N_{sp} քարշային հզորության փոփոխման կորերն ունեն նկար 42-ում տրված տեսքը:



Նկ. 42. Աստիճանավոր տրանսմիսիայով տրակտորի քարշային հզորության բնութագրերը:

Նկար 42ա)-ի կորերը բնութագրական են տրակտորի ընթացային մասի և հողի բավարար կցման պայմանների համար ու համապատասխանում են թրթուրավոր տրակտորներին: Նկար 42 բ)-ում $N_{kp,max}$ կետերը բոլոր փոխանցումներում դասավորված են կետագծերով ցույց տրված պոտենցիալ քարշային բնութագրի կորով: Քարշային ուժի հետագա աճը հանգեցնում է շարժիչի գերբեռնվածության, նվազում է հզորությունը, նաև՝ քարշային հզորությունը:

Տրակտորի ընթացային մասի տեղապտույտի աճը նույնպես կարող է քարշային հզորությունը նվազեցնել: Քարշային հզորության աճը հանգեցնում է շարժման արագության զգալի նվազման. թեև շարժիչի բեռնվածքը շարունակաբար աճում է, բայց քարշային հզորությունը նվազում է: Այս դեպքում քարշային հզորության առավելագույն արժեքները դասավորվում են պոտենցիալ քարշային բնութագրից ներքև (այնպես, ինչպես ցույց է տրված նկար 42բ)-ում), ինչը բնութագրական է փափուկ հողերի վրա աշխատող անվավոր տրակտորների համար:

Քարշային բնութագիրը տրակտորի հիմնական տեխնիկական փաստաթուղթն է, որն օգտագործվում է տարբեր հետազոտական և շահագործական աշխատանքներում:

6.5. ՏՐԱԿՏՈՐԻ ՏԵՍԱԿԱՆ ՔԱՐՇԱՅԻՆ ԲՆՈՒԹԱԳԻՐԸ

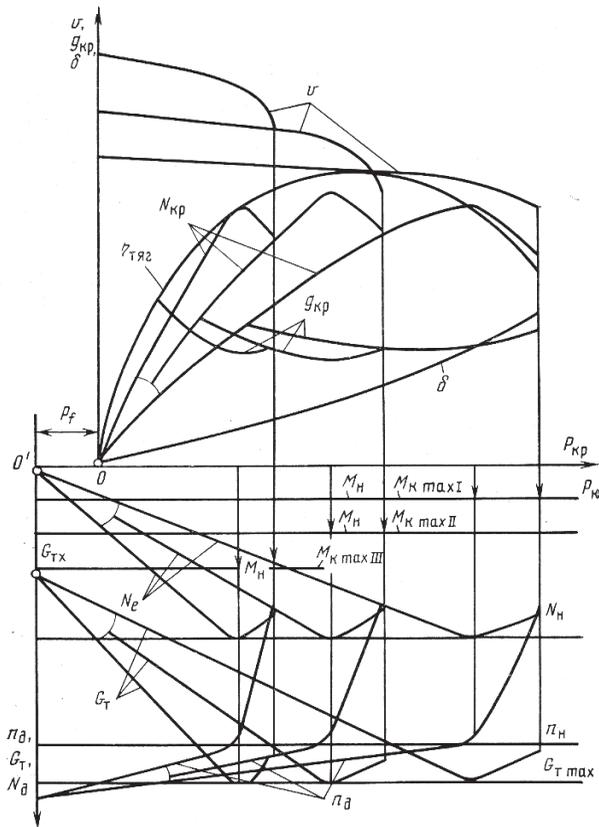
Այն կազմվում է տրակտորի քարշային հատկանիշների և վառելիքի շահավետության գնահատման նպատակով: Կառուցվում է դաշտի հորիզոնական տեղամասի վրա՝ P_{kp} ճարմանդային ուժից կախված, δ տեղապտույտի, V_p տրակտորի աշխատանքային արագությունների, N_{kp} ճարմանդային հզորության, η_{mez} քարշային օ.գ.գ-ի և վառելիքի g_{kp} տեսակարար ծախսի փոփոխության բնութագրերի տեսքով:

Հաշվարկման արդյունքներով կառուցված քարշային բնութագիրը կոչվում է տեսական և կառուցվում է ուղղանկյուն կոորդինատային համակարգի երկու՝ առաջին ու չորրորդ քառորդներում (նկ. 43): Բնութագրի ներքևի մասում տրակտորի շարժիչի բնութագիրն է՝ որպես ելակետային, իսկ վերևի մասում՝ տեսական քարշային բնութագիրը:

Բնութագրի հորիզոնական առանցքի վրա տեղադրվում է ճարմանդային ուժի մեծությունը, ընդ որում՝ կոորդինատների սկզբնա-

Կետը՝ O -ն, տեղափոխված է O' , որտեղ OO' հատվածը հավասար է P_f գլորման դիմադրության ուժին առաջադրված շահագործական պայմանների համար, իսկ $P_f + P_{kr}$ կլինի տանող անվի (աստղանվի) վրա գործող շոշափող քարշիչ ուժը՝ P_k -ն: Շարժիչի պտտող մոմենտի մասշտաբային սանդղակը կառուցելու համար որոշվում է շոշափող քարշիչ ուժը շարժիչի M_H անվանական պտտող մոմենտի դեպքում բոլոր փոխանցումների համար հետևյալ բանաձևով:

$$P_k = \frac{M_H \cdot i_{mp} \cdot \eta_{mp}}{r_k} \quad (154)$$



Սկ. 43. Տրակտորի տեսական քարշային բնութագիրը:

Հորիզոնական առանցքի վրա ստացված P_k -ին համապատասխանող կետերը տեղափոխում ենք ներքևի առանցք և ընդունում, որ այդ կետերից յուրաքանչյուրը ներկայացնում է M_H անվանական պտտող մոմենտ իր մասշտաբով: Նույն եղանակով որոշվում են շարժիչի առավելագույն պտտող մոմենտին՝ $M_{e\max}$ -ին համապատասխանող կետերը:

Գրաֆիկի ներքևի մասում կառուցված է շարժիչի արդյունավետ հզորության՝ N_e -ի և վառելիքի ժամային ծախսի՝ G_T -ի փոփոխման բնութագիրը՝ կախված պտուտաթվերից: Անհրաժեշտ ելակետային տվյալները պետք է վերցնել շարժիչի կարգավորիչ բնութագրից:

Գրաֆիկի ներքևի մասում կառուցվում է տեղապտույտի կորը՝ $\delta = F(P_{kp})$ -ն նույն դասի տրակտորների համար, շահագործման նույն պայմաններում ստացված փորձնական տվյալներով կամ էմպիրիկ բանաձևով: Այնուհետև կառուցվում է տրակտորի շարժման իրական արագությունների փոփոխման բնութագիրը $V_p = V_T(1 - \delta)$ բանաձևով, որտեղ V_T -ն տրակտորի շարժման տեսական արագությունն է յուրաքանչյուր փոխանցման համար: Բնութագրի այդ մասում կառուցվում են քարշային հզորության՝ N_{kp} -ի և վառելիքի տեսակարար ծախսի՝ g -ի փոփոխման բնութագրերը՝ կախված ճարմանդային ուժից՝ օգտվելով հետևյալ բանաձևերից.

$$N_{kp} = 10^{-3} P_{kp} V_p, \quad (155)$$

$$g_{kp} = 10^3 G_t / N_{kp} : \quad (156)$$

Ըստ քարշային հզորության բնութագրերի՝ կարելի է որոշել $\eta_{m\text{яэ}}$ քարշային օ.գ.գ-ն՝ առաջադրված նույն հողային պայմաններում տարբեր աշխատանքների կատարման ժամանակ: Դրա համար ճարմանդային ուժի մի քանի արժեքներին համապատասխան գույգ՝ N_{kp}, N_e արժեքների համար որոշվում են $\eta_{m\text{яэ}}$ արժեքները հետևյալ բանաձևով.

$$\eta_{m\text{яэ}} = \frac{N_{kp}}{N_e}, \quad (157)$$

ընդ որում՝ N_{kp} հզորության արժեքները վերցվում են բնութագրի վերին կեսից, իսկ N_e հզորության արժեքները՝ բնութագրի ներքևի կեսից:

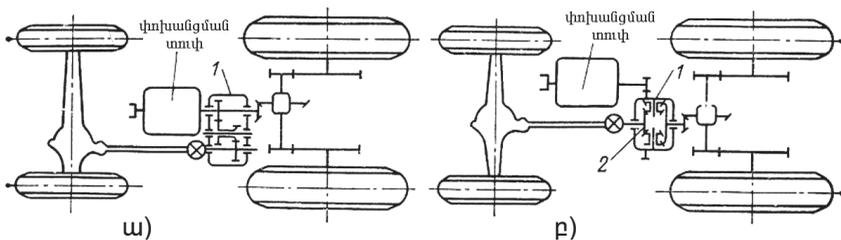
Տրակտորի տեսական քարշային բնութագրի կառուցումն անհրաժեշտ է քարշաարագային հատկանիշների գնահատման չափանիշների վրա տրակտորի ճարմանդային բեռնվածքի և աշխատանքի այլ պայմանների ազդեցությունը գնահատելու նպատակով:

6.6. ԲՈՒՈՐ ՏԱՆՈՂ ԱՆԻՎՆԵՐՈՎ ՏՐԱԿՏՈՐԻ ՔԱՐՇԱՅԻՆ ԴԻՆԱՄԻԿԱՆ

Տրակտորի բոլոր տանող անիվները (որպես կանոն՝ չորս անիվները) հնարավորություն են տալիս օգտագործել տրակտորի գրեթե ողջ քաշը որպես կցման զանգված:

Բոլոր տանող անիվներով տրակտորի քարշային դինամիկան կախված է նրանից, թե ինչպես է իրականացվում տանող մոմենտի փոխանցումը կամրջակներին: Այդ նպատակով կիրառվում են երկու տիպի հաղորդակներ՝ բլոկավորված և չբլոկավորված (դիֆերենցված):

Բլոկավորված տիպի հաղորդակներում (նկ. 44 ա) տրակտորի առջևի և հետևի կամրջակները կինեմատիկորեն կոշտ միացված են բաժանարար 1 տուփի միջոցով, ինչի պատճառով էլ կամրջակների անիվների պտտման անկյունային արագությունների միջև առկա է որոշակի անփոփոխ կապ:



Նկ. 44. Երկու տանող կամրջակների հաղորդակի սխեման.

ա) բլոկավորված, բ) դիֆերենցված:

Երկրորդ տիպի՝ չբլոկավորված հաղորդակը (նկ. 44 բ), բնութագրվում է 1. բաժանարար տուփով, 2. միջառանցքային դիֆերենցիալի առկայությամբ: Դիֆերենցման էֆեկտի հետևանքով տրակտորի

երկու տանող կամրջակների անկյունային արագությունների միջև կարող է առաջանալ տարբեր, սակայն ինչ-որ օրենքի ենթարկվող կապ, և կամրջակների միջև կինեմատիկական կապի փոփոխման արդյունքում այն կբաժանվի տարբեր տանող մոնեմտների:

Բլոկավորված հաղորդակով կամրջակներով տրակտորում գրեթե միշտ առկա է առջևի և հետևի անիվների միջև կինեմատիկական անհամապատասխանություն: Հարթ ճանապարհով ուղղագիծ շարժման դեպքում այդ անհամապատասխանությունն արտահայտվում է նրանով, որ առջևի և հետևի տանող անիվների տեսական անկյունային արագություններն իրարից ինչ-որ չափով տարբերվում են, և դա այն դեպքում, երբ այդ անիվների կամրջակները տրակտորի կմախքի հետ միացած են, պետք է շարժվեն միևնույն համընթաց արագությամբ:

Անհնար է ապահովել տրակտորի առջևի և հետևի անիվների պտտման անկյունային արագությունների բացարձակ հավասարություն, քանի որ շահագործման պայմաններում պնևմատիկայի շառավիղը կարող է փոփոխվել: Եթե տրակտորում կիրառվում են առջևի և հետևի՝ տարբեր տրամագծով պնևմատիկայի, անիվների պտտման անկյունային արագությունների տարբերության պատճառը կարող է լինել կառուցվածքային՝ պայմանավորված երկու բլոկների անիվների պտտման անկյունային արագությունների համապատասխանեցման անհնարինությամբ:

Դիտարկենք տանող անիվների բլոկավորված հաղորդակով տրակտորի շարժումը հարթ ճանապարհով, երբ առջևի ու հետևի տանող անիվների անկյունային արագությունները իրարից որոշակիորեն տարբեր են: Այս դեպքում առջևի և հետևի կամրջակների համընթաց արագությունները հավասարեցնել կարելի է միայն անիվների տեղապտույտով կամ սահքով, քանի որ տեղապտույտը նվազեցնում է անիվների շարժման համընթաց արագությունը, իսկ սահքն այն ավելացնում է: Երկու տանող կամրջակների համընթաց շարժման արագությունների հավասարության պայմանը կունենա հետևյալ տեսքը.

$$V_T'(1 - \delta_1) = V_T''(1 - \delta_2), \quad (158)$$

որտեղ V_T' -ն և V_T'' -ն փոքր և մեծ տեսական շրջագծային արագություն ունեցող անիվներով կամրջակների արագություններն են, δ_1 -ն և δ_2 -ն՝ համապատասխան կամրջակներում անիվների տեղապտույտի կամ

սահքի գործակիցները: Ընդ որում՝ տեղապտույտի ժամանակ դրանք ունեն «դրական» նշան, իսկ սահքի ժամանակ՝ «բացասական»:

$V'_T / V''_T = K_H$ -ն անվանենք առջևի և հետևի անիվների կինեմատիկական անհամապատասխանության գործակից: Այս դեպքում արագ ընթացող և հետ ընկնող անիվների տեղապտույտների միջև կապը կլինի՝

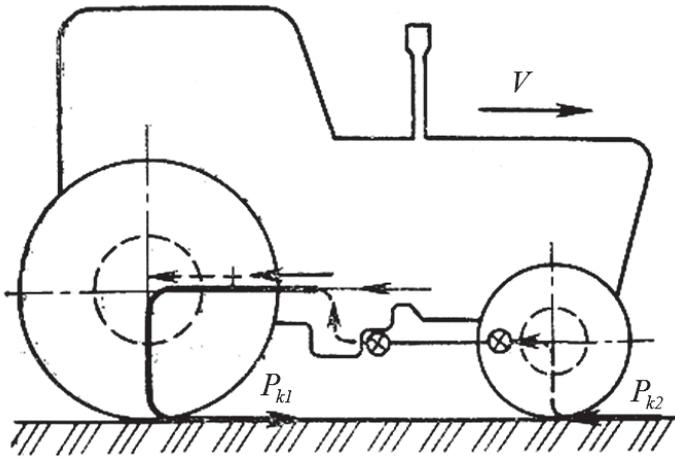
$$\delta_2 = 1 - (V'_T / V''_T)(1 - \delta_1) = 1 - K_H(1 - \delta_1): \quad (159)$$

Այստեղ δ_1 գործակիցն ունի դրական արժեք, քանի որ արագ ընթացող անիվը միշտ աշխատում է որոշակի տեղապտույտով: Տեղապտույտի δ_2 գործակիցը կարող է լինել բացասական, զրո կամ դրական: Եթե $\delta_2 < 0$, ապա հետ ընկնող անիվներն աշխատում են սահքով, եթե $\delta_2 = 0$, ապա դրանք աշխատում են առանց սահքի և տեղապտույտի, եթե $\delta_2 > 0$, ապա հետ ընկնող անիվն աշխատում է տեղապտույտով, սակայն դրա տեղապտույտն ավելի փոքր է, քան արագ ընթացող անիվներինը, այսինքն՝ $\delta_2 < \delta$:

Կինեմատիկական անհամապատասխանության գործակիցի $K_H = 1$ արժեքի դեպքում, երբ առջևի և հետևի անիվների շրջագծային արագություններն իրար հավասար են, տրակտորը կունենա լավագույն քարշային հատկանիշները:

Տրակտորի քարշային հատկանիշների վրա ամենից վատ ազդում է հետ ընկնող անիվների սահքը, քանի որ այս դեպքում տանող են մնում միայն երկու անիվները, իսկ սահող անիվները դառնում են տարվող:

Ուսումնասիրենք 4x4 անիվային բանաձևով տրակտորի շարժումը, երբ հետևի անիվները պտտվում են ավելի արագ, քան առջևինը (նկ. 45):



Նկ. 45. Պարագիտային հզորության շրջապատման սխեման:

Այս դեպքում առջևի անիվների վրա գործում է P_{k2} բացասական քարշիչ ուժը՝ պայմանավորված շարժմանը հակառակ ուղղված հողի հակազդումով: Այն առաջացնում է պտտող մոմենտ, որը տրանսմիսիայի միջոցով փոխանցվում է հետևի անիվներին: Յետևաբար՝ հետևի տանող անիվներին հզորություն է տրվում երկու հոսքով՝ շարժիչից (հոծ գիծ) և առջևի հետ ընկնող անիվներից (ընդհատվող գիծ), որոնք միանալով՝ ուղղվում են հետևի տանող անիվներին (հաստ գիծ) և ձևավորում դրական շոշափող քարշիչ ուժ՝ P_{k1} : Այդ ուժի մի մասը տրակտորի հիմքի միջոցով փոխանցվում է առջևի՝ հետ ընկնող անիվներին և ծախսվում P_{k2} ուժով պայմանավորված դինադրությունների հաղթահարման վրա: Այսպիսով՝ սահող անիվների վրա հողի հակազդումից առաջացած, P_{k2} ուժով պայմանավորված հզորությունը ենթարկվում է շրջապատույտի փակ կոնտուրով, սահող անիվներից տրանսմիսայով տանող անիվներին, այնուհետև տրակտորի հիմքով հետադարձ դեպի սահող անիվները: Շրջապատվող հզորությունը վնասակար է, այդ պատճառով էլ այն անվանում են պարագիտային:

Պարագիտային հզորությունն առաջանում է այն դեպքում, երբ հնարավոր չէ ստանալ առջևի և հետևի անիվների միջև կինեմատիկական անհամապատասխանությանը համարժեք տեղապատկանների տարբերություն, որն առավել հավանական է պինդ ծածկույթով ճանապարհներին տրակտորի դատարկ վազքի ժամանակ, երբ տանող անիվների տեղապատկանը մեծ չէ: Այս դեպքում երկրորդ տանող կամրջակի օգտագործումը կառաջացնի պարագիտային հզորություն:

Դաշտում աշխատանքի ժամանակ, որտեղ հողը համեմատաբար փխրուն է, իսկ բեռնվածքը ճարմանդի վրա՝ մեծ, առջևի և հետևի անիվների միջև տեղապատկանների բավարար տարբերությունը կարող է առաջացնել կինեմատիկական անհամապատասխանություն գրեթե բոլոր գործնական դեպքերի համար: Այդ պատճառով դաշտային պայմաններում ճարմանդի վրա բավարար բեռնվածքով տրակտորի՝ ուղղագիծ հետագծով շարժվելու պարագայում պարագիտային հզորություն սովորաբար չի առաջանում:

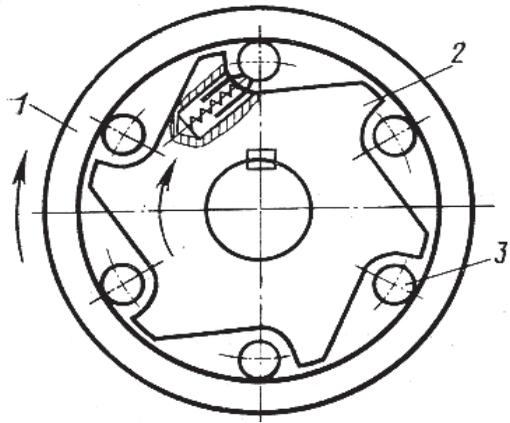
Տանող անիվների՝ փոխադարձ բլոկավորումով շրջադարձերի դեպքում միշտ հնարավոր է պարագիտային հզորության առաջացումը: Առջևի անիվները, որոնք անցնում են ավելի մեծ ճանապարհ, քան հետևի անիվները, շարժվում են սահքով, և դրանց վրա գործում է բացասական քարշիչ ուժ: Որքան փոքր է դարձի շառավիղը, այնքան մեծ է պարագիտային հզորությունը:

Չորս տանող անիվներով տրակտորներում առջևի անիվների շարժաբերման համար լայն կիրառություն ունեն ազատ ընթացքի (վազանցային) կցորդիչները, որոնց աշխատանքի սկզբունքը պատկերված է նկար 46-ում: Կցորդիչի տանող տարր **1** թմբուկին մատուցվում է շարժիչից փոխանցվող հզորությունը, իսկ **2** տարվող ձևավոր սկավառակը ուժային փոխանցումով միացված է առջևի կամրջակի տանող անիվների հաղորդակին: Այդ տարրերի պատման ուղղությունը ցույց է տրված սլաքներով: Երբ թմբուկը պտտվում է սկավառակից ավելի արագ, դրանց միջև գտնվող **3** հոլովակները սեղմվում են թմբուկի և սկավառակի միջև, կցորդիչը փակվում է ու ապահովում մոմենտի մատուցումը տանող անիվներին: Երբ սկավառակը վազանցում է թմբուկին, այն պտտվում է ազատ, կցորդիչը մնում է բաց, և տրակտորի յուրաքանչյուր կամրջակի անիվները պտտվում են իրարից անկախ:

Ազատ ընթացքի կցորդիչի կիրառման ժամանակ տրանսմիսիայի փոխանցման թիվն ընտրվում է այնպես, որ տանող (հետևի) կամրջակի

անիվների շրջագծային արագությունը մյուս (առջևի) կամրջակի անիվների համեմատությամբ լինի ավելի մեծ: Այդ դեպքում տրակտորի հիմքով փոխանցվող հրող ուժի ազդեցությամբ առջևի անիվները պտտվում են ավելի արագ, քան տրանսմիսիայով դրանց հարկադրաբար փոխանցված մոմենտի դեպքում, որի հետևանքով ձևավոր սկավառակը վազանցում է թմբուկին, կցորդիչը մնում է անջատված, և տանող մոմենտը փոխանցվում է միայն հետին կամրջակին:

Կցորդիչը ավտոմատ միանում է և առջևի կամրջակը միացնում, երբ հետին անիվների տեղապտույտի պատճառով տրակտորի շարժմանը համընթաց արագությունն այնքան է փոքրանում, որ կցորդիչի տանող և տարվող տարրերի պտտման արագությունները դառնում են իրար հավասար: Եթե հետին անիվների տեղապտույտը փոքրանում է մինչև կցորդիչի անջատման համար անհրաժեշտ սահմանը, առջևի կամրջակը միանում է ավտոմատ կերպով:



Սկ. 46. Ազատ ընթացքի միջառանցքային կցորդիչի սխեման:

Այսպիսով՝ ազատ ընթացքի միջառանցքային կցորդիչն ավտոմատացնում է առջևի անիվների միացումն ու անջատումը և վերացնում պարագիտային հզորության առաջացման հավանականությունը: Սակայն դրա կիրառման դեպքում առջևի կամրջակը միանում է ուշ, և նվազում է դրա դերը տրակտորի քարշային բալանսում: Սովորաբար հետին անիվների տեղապտույտի հաշվարկային արժեքը, որը համապատասխանում է ազատ ընթացքի կցորդիչի միացման սկզբին, ընտրվում է 4-6 % սահմաններում:

6.7. ՏՐԱԿՏՈՐԻ ՏՐԱՆՍՄԻՍԻԱՅԻ ՓՈԽԱՆՑՄԱՆ ԹՎԵՐԻ ՈՐՈՇՈՒՄԸ

Տրակտորի արդյունավետ շահագործման և անհրաժեշտ քարշային ցուցանիշների կարելի է հասնել միայն դրա զանգվածի, շարժիչի և տրանսմիսիայի փոխանցման թվերի (արագությունների) լավարկված ընտրությամբ, որոնք որոշվում են քարշային հաշվարկի ժամանակ: Տրանսմիսիայի փոխանցման թվերի որոշման ժամանակ ընդունվում է, որ տրակտորը պետք է կատարի իր քարշային դասի համար նախատեսված բոլոր աշխատանքները, ինչպես նաև այդ քարշային դասից մեկ դաս ցածր տրակտորների որոշ աշխատանքներ: Քարշային ընդգրկույթի նման վերածածկումն ընդլայնում է տնտեսությունում առկա յուրաքանչյուր դասի տրակտորի կիրառման ոլորտը:

Տրակտորի P_H անվանական քարշիչ ուժի հարաբերությունը մեկ դաս ցածր տրակտորի P'_H քարշիչ ուժի արժեքին կոչվում է տրակտորի քարշային ընդգրկույթ՝ δ_T : Այն որոշվում է հետևյալ բանաձևով.

$$\delta_T = \varepsilon \cdot \frac{P_H}{P'_H}, \quad (160)$$

որտեղ ε -ն տրակտորի քարշային ընդգրկույթի ընդարձակման գործակիցն է, որը 30 կՆ դասի տրակտորների համար կարող է լինել 1,33, այլ՝ 40 և 50 կՆ դասի տրակտորների համար՝ 1,5, իսկ 60 կՆ դասի տրակտորների համար՝ 2,0:

Տրակտորի շահագործական զանգվածի առավելագույն արժեքը պետք է ընտրել այնպես, որ առաջադրված պայմաններում անվանական քարշիչ ուժով աշխատող տրակտորի տանող օրգանների տեղապտույտը չզերազանցի թույլատրելի սահմանները: Անվավոր տրակտորների համար նշված պահանջը հորիզոնական տեղամասում աշխատանքի դեպքում կարտահայտվի հետևյալ հավասարումով.

$$\varphi_{\kappa\delta on} \cdot \lambda_{\kappa} \cdot m_{\text{max}} \cdot g = P_H + m_{\text{max}} \cdot g \cdot f, \quad (161)$$

որտեղ $\varphi_{\kappa\delta on}$ -ն կցման գործակցի թույլատրելի արժեքն է, որին կարելի է հասնել տրված հողային պայմաններում տանող անիվների թույլատրելի տեղապտույտի դեպքում, այն անվավոր տրակտորների համար կարող է լինել $\varphi = 0,5 - 0,65$, λ_{κ} -ն տանող անիվների բեռնվածության գործակիցն է (հետևի տանող անիվներով տրակտորի համար

$\lambda_k = 0,75 - 0,80$, բոլոր տանող անիվներով և թրթուրավոր տրակտորների համար ($\lambda_k = 1$), f -ն ընտրված հողային պայմաններում գլորման դիմադրության գործակիցն է:

Չետևաբար՝ անվավոր տրակտորի առավելագույն շահագործական զանգվածը կլինի՝

$$m_{\text{max}} = \frac{P_H}{(\varphi_{\text{կծոն}} \lambda_k - f) \cdot g} : \quad (162)$$

Բոլոր տանող անիվներով և թրթուրավոր տրակտորների համար (162) արտահայտությունը կունենա հետևյալ տեսքը.

$$m_{\text{max}} = \frac{P_H}{(\varphi_{\text{կծոն}} - f') \cdot g} \quad (163)$$

Այս դեպքում կարելի է ընդունել՝ $\varphi_{\text{կծոն}} = 0,60 - 0,65$,

$$f' = 0,5f :$$

Ընդունված է, որ V_H անվանական արագությամբ և P_H անվանական քարշիչ ուժով տրակտորը կատարում է տեխնոլոգիական գործընթացներ շարժիչի լրիվ բեռնվածությամբ և M_H անվանական պտտող մոմենտով, իսկ շարժման V_z առավելագույն արագությամբ՝

$$\text{նվազագույն քարշիչ ուժով՝ } \frac{P_H}{\delta_T} :$$

Վերը շարադրված պահանջները կարելի է ներկայացնել հետևյալ հավասարումներով.

$$(P_H + f_1 m_{\text{max}} \cdot g) \cdot r_k = M_H \cdot i_{mp1} \cdot \eta_{mp}, \quad (164)$$

$$\left(\frac{P_H}{\delta_T} + f_1 m_{\text{max}} \cdot g\right) \cdot r_k = \gamma_{\text{մին}} \cdot M_H \cdot i_{mpz} \cdot \eta_{mp}, \quad (165)$$

որտեղ i_{mp1} -ը, i_{mpz} -ը տրակտորի տրանսմիսիայի ցածր և բարձր փոխանցման թվերն են, $\gamma_{\text{մին}}$ -ն՝ շարժիչի բեռնվածքի թուլատրելի նվազագույն գործակիցը (սովորաբար $\gamma_{\text{մին}} = 0,85$), η_{mp} -ն՝ տրանսմիսիայի օ.գ.գ-ն:

Բաժանենք (164) հավասարումը (165)-ի վրա, կստանանք՝

$$\frac{i_{mp1}}{i_{mpz}} = \frac{V_z}{V_1} = \gamma \cdot \frac{P_H + f_1 \cdot m_{\vartheta \max} \cdot g}{P_H / \delta_T + f_1 \cdot m_{\vartheta \max} \cdot g} : \quad (166)$$

Տրակտորաշինության մեջ ընդունված է, որ տրանսմիսիայի փոխանցման թվերը՝ $i_{mp1}, i_{mp2} \dots i_{mpz}$ -ն, կազմում են երկրաչափական պրոգրեսիա: Այս դեպքում տրակտորը ցուցաբերում է լավագույն քարշային հատկանիշները: Ավաճից հետևում է՝

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{V_2}{V_3} = \dots = \frac{V_{z-1}}{V_z} = q,$$

կամ՝

$$\frac{i_{mp2}}{i_{mp1}} = \frac{i_{mp3}}{i_{mp2}} = \dots = \frac{i_{mpz}}{i_{mpz-1}} = q,$$

որտեղ արագությունների և փոխանցման թվերի ինդեքսները տրանսմիսիայի փոխանցման հերթական համարներն են, q -ն՝ երկրաչափական պրոգրեսիայի հայտարարը:

Երկրաչափական պրոգրեսիայի համար կունենանք՝

$$\frac{i_{mp1}}{i_{mpz}} = \frac{V_z}{V_1} = q^{z-1} : \quad (167)$$

Հաշվի առնելով (166) հավասարումը՝ (167) հավասարումից կունենանք՝

$$q = \sqrt[z-1]{\gamma_{g \min} \frac{P_H + f \cdot m_{\vartheta \max} \cdot q}{P_H / \delta_T + f \cdot m_{\vartheta \max} \cdot q}} : \quad (168)$$

Տրակտորի տրանսմիսիայի առաջին փոխանցման թիվը որոշվում է ըստ այդ փոխանցման համար առաջադրված V_H անվանական արագության հետևյալ բանաձևով.

$$i_1 = 0,377 \frac{n_H \cdot r_K}{V_H} : \quad (169)$$

Իսկ տրանսմիսիայի մնացած փոխանցման թվերը որոշվում են երկրաչափական պրոգրեսիայի ընդհանուր անդամի բանաձևով՝

$$i_{mpz} = i_{mp1} \cdot q^{z-1} : \quad (170)$$

Որոշված փոխանցման թվերն օգտագործվում են տրակտորի տեսական քարշային բնութագրի կառուցման և քարշաարագային հատկանիշների գնահատման խնդիրների լուծման ժամանակ:

ԳԼՈՒԽ 7

ԱՎՏՈՍՈՐԻԼԻ ԵՎ ՏՐԱԿՏՈՐԻ ԿԱՅՈՒՆՈՒԹՅՈՒՆԸ

7.1. ԱՎՏՈՍՈՐԻԼԻ ԵՎ ՏՐԱԿՏՈՐԻ ԵՐԿԱՅՆԱԿԱՆ ԿԱՅՈՒՆՈՒԹՅՈՒՆԸ

Ավտոմոբիլի և տրակտորի կայունությունը բնութագրվում է թեքությունների վրա դրանց՝ առանց շրջման և կողասահքի աշխատելու ունակությամբ: Սահմանված են ավտոմոբիլի և տրակտորի երկայնական ու լայնական կայունությունները, շարժման առաջադրված հետագիծը պահպանելու հատկությունը:

Վերելքի առավելագույն անկյունը, որով ավտոմոբիլը և տրակտորը կարող են շարժվել առանց լայնական առանցքի նկատմամբ շրջման, անվանում են երկայնական կայունության ստատիկ անկյուն՝ α_n : Անվավոր և թրթուրավոր տրակտորի վրա ազդող արտաքին ուժերի սխեման հաստատուն արագությամբ վերելքով ու վայրէջքով շարժման դեպքում տրված է նկար 47-ում: Բերված ուժերից արգելակման ուժը ($P_T \leq P_\phi$) և տանող անիվների վրա գործող գլորման դիմադրության մոմենտը տրակտորի կայունության վրա քիչ են ազդում, ուստի դրանք հաշվի չեն առնվում:

Տրակտորի վրա ազդող ուժերի հավասարակշռության պայմանը հավանական կողաշրջման O_2 կետի նկատմամբ (թրթուրավոր տրակտորի համար ճնշման կենտրոնի՝ D կետի նկատմամբ) կլինի՝

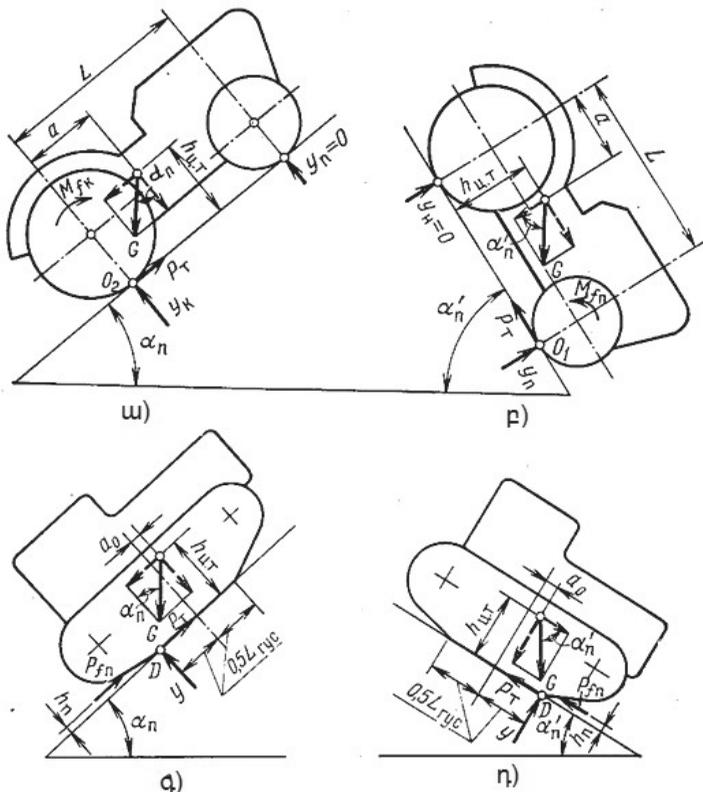
$$G \cdot \cos \alpha_n \cdot a - G \sin \alpha \cdot h_{yT} = 0, \quad (171)$$

որտեղ a -ն և h_{yT} -ը տրակտորի ծանրության կենտրոնի կորդինատներն են:

Ստացվում է՝ $\operatorname{tg} \alpha_n = \frac{a}{h_{yT}}$ կամ՝

$$\alpha_n = \operatorname{arctg} \frac{a}{h_{yT}}: \quad (172)$$

Վերջին արտահայտությունից հետևում է, որ տրակտորի երկայնական կայունության սահմանային անկյունը կախված է ծանրության կենտրոնի a և $h_{\text{տ}}$ կողողինատներից:



Նկ. 47. Կանգնած տրակտորի վրա ազդող ուժերի սխեման.

ա), բ) անվավոր տրակտորը վերելքի և վայրէջքի դիրքում,
 գ), դ) թրթուրավոր տրակտորը վերելքի և վայրէջքի դիրքում:

Տրակտորի և ավտոմոբիլի երկայնական կայունությունը կարող է խախտվել ոչ միայն շրջման, այլև կողասահիքի պատճառով, երբ ընթացային մասի և ճանապարհի կցման ուժի առավելագույն արժեքը՝ P_{φ} -ն, բավարար չէ հավասարակշռելու համար տրակտորի և ավտոմոբիլի՝ թեքության վրա սահք առաջացնող ուժը՝ $G \cdot \sin \alpha_{\varphi}$ -ն, և այն հետ է սահում կամ անիվները տեղապտույտ են կատարում:

Այս դեպքում հավասարակշռության պայմանը կունենա $G \cdot \sin \alpha_\varphi = P_\varphi$ տեսքը կամ՝

$$G \cdot \sin \alpha_n = Y_k \cdot \varphi_{\text{cu}}, \quad (173)$$

որտեղ φ_{cu} -ն կցման գործակիցն է, Y_k -ն՝ տանող անիվների վրա ճանապարհի նորմալ հակազդման համազորը:

Նկար 47 ա)-ի սխեմայից հետևում է, որ՝

$$Y_k = \frac{1}{L} [G \cos \alpha_\varphi (L - a) + G \sin \varphi \cdot h_{\text{տր}}]:$$

Չետևաբար՝

$$G \sin \alpha_\varphi = \frac{\varphi_{\text{cu}}}{L} [G \cos \alpha_\varphi (L - a) + G \sin \varphi \cdot h_{\text{տր}}],$$

կամ՝

$$\operatorname{tg} \alpha_\varphi = \varphi_{\text{cu}} \frac{L - a}{L + \varphi_{\text{cu}} \cdot h_{\text{տր}}}:$$

Այստեղից՝

$$\alpha_\varphi = \operatorname{arctg} \frac{L - a}{L + \varphi_{\text{cu}} \cdot h_{\text{տր}}}: \quad (174)$$

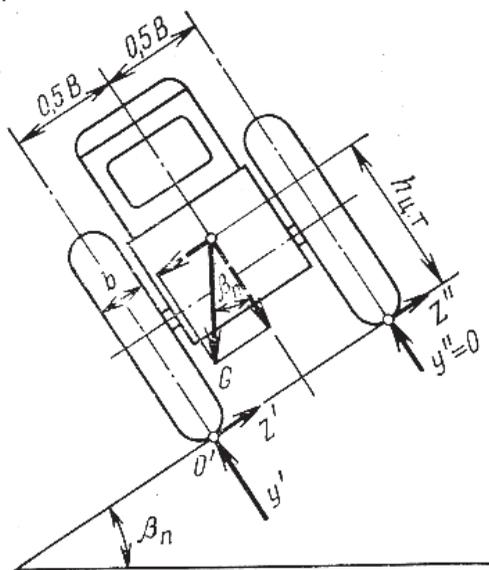
Տրակտորի և ավտոմոբիլի երկայնական կայունության վերելքի և վայրէջքի α_n սահմանային անկյունը գնահատելիս պետք է այն ստուգել նաև արգելակման պայմանով: Դժվար չէ համոզվել, որ եթե վերելքի դիրքում տրակտորի, ավտոմոբիլի բոլոր անիվներն էլ արգելակված են, և $P_T = G \cdot \cos \alpha_\varphi \cdot \varphi_{\text{cu}}$, ապա շրջման և կողասահքի պայմանները կլինեն՝

$$\operatorname{tg} \alpha_n = \operatorname{tg} \alpha_\varphi = \varphi_{\text{cu}}: \quad (175)$$

Ունիվերսալ շարահերկ անվավոր տրակտորների համար երկայնական կայունության սահմանային անկյունը կարող է լինել՝ $\alpha_n = 35 - 40^\circ$, իսկ կցման անկյունը՝ $\alpha_\varphi = 60^\circ$: Ինքնագնաց շասսինների դեպքում, ոչ կախովի մեքենաների համար $\alpha_n = 20 - 25^\circ$, իսկ $\alpha_\varphi > 60^\circ$: Կիսակոշտ կախոցներով թրթուրավոր տրակտորների դեպքում $\alpha_n = 35 - 45^\circ$, իսկ երկհենարան բալանսիրային կախոցներով թրթուրավոր տրակտորների դեպքում $\alpha_n = 30 - 35^\circ$:

7.2. ԱԿՏՈՄՈՒԼԻ ԵՎ ՏՐԱԿՏՈՐԻ ԼԱՅՆԱԿԱՆ ԿԱՅՈՒՆՈՒԹՅՈՒՆԸ

Լայնական կայունության սահմանային անկյունը տեղանքի լայնական թեքության այն β_n անկյունն է, որով ավտոմոբիլը և տրակտորը կարող են շարժվել հաստատուն արագությամբ առանց կողաշրջման և թեքությամբ ներքև սահելու: Նկար 48-ում տրված են լայնական թեքության վրա հաստատուն արագությամբ շարժվող անվավոր տրակտորի վրա ազդող արտաքին ուժերը և մոմենտները:



Նկ. 48. Լայնական թեքության վրա կանգնած անվավոր տրակտորի վրա ազդող ուժերի սխեման:

Արտաքին ուժերի հավասարակշռության պայմանը կողաշրջման առանցքի O' կետի նկատմամբ կունենա հետևյալ տեսքը.

$$G \cdot \cos \beta_n \cdot h_{yT} - 0,5BG \cdot \cos \beta_n = 0,$$

որտեղից՝

$$\operatorname{tg} \beta_n = \frac{B}{2h_{yT}}, \quad (176)$$

կամ՝

$$\beta_n = \operatorname{arctg} \frac{B}{2h_{\text{տ}}}$$

Որպես կանոն՝ անվավոր տրակտորներն ունեն անվահետքերի կարգավորման սարքեր, որով էլ կարող է կարգավորվել կայուն աշխատանքի լայնական ստատիկ անկյան մեծությունը $\beta_n = 40 - 50^\circ$ սահմաններում: Նույն սահմաններում է գտնվում թրթուրավոր տրակտորների կայունության ստատիկ անկյունը: Մարդատար ավտոմոբիլների դեպքում $h_{\text{տ}} \leq 0,5B$, որի պատճառով էլ $\beta_n \geq 45^\circ$: Բեռնահարթակում հավասարապես բաշխված բեռով լրիվ բեռնված բեռնատար ավտոմոբիլի դեպքում $h_{\text{տ}} \approx 0,75B$, որին համապատասխանում է $\beta_n \geq 45^\circ$:

Տեղանքի երկայնական թեքության β_φ ստատիկ անկյունը, որի դեպքում տրակտորը և ավտոմոբիլը կկողասահեն, որոշվում է նկար 48-ում տրված սխեմայից՝ փոխելով β_n -ն β_φ -ով: Տրակտորի վրա ազդող արտաքին ուժերի հավասարակշռության պայմանը ճանապարհի հարթությանը զուգահեռ առանցքի վրա կլինի՝

$$G \sin \beta_\varphi = Z' + Z'' = \varphi_Z (Y' + Y'') = \varphi \cdot G \cos \beta_\varphi, \quad (177)$$

որտեղ Z', Z'', Y', Y'' -ն տրակտորի ընթացային մասի վրա ճանապարհի կողային և նորմալ հակազդումներն են, φ_Z -ն՝ ճանապարհի և շարժաբերի կցման գործակիցը կողային ուղղությամբ: Վերջին հավասարումից հետևում է, որ $\operatorname{tg} \beta_\varphi = \varphi_Z$, կամ՝

$$\beta_\varphi = \operatorname{arctg} \varphi_Z: \quad (178)$$

φ_Z գործակցի արժեքը կախված է ճանապարհի ծածկույթի վիճակից, այն ունի համեմատաբար փոքր արժեքներ փխրուն հողերի դեպքում, այդ պատճառով էլ վատ կցման պայմաններ ունեցող ճանապարհներին տրակտորների և ավտոմոբիլների կողասահքի հավանականությունը ավելի է մեծանում:

Լայնական թեքության այն սահմանային անկյունը, որով տրակտորը կարող է շարժվել առանց կողաշրջման, ճանապարհի անհարթություններից առաջացած դինամիկական ուժերի ազդեցության պարագայում կանվանենք կողաշրջման դինամիկ անկյուն՝ $\beta_{\text{ճԻԻ}}$: Փորձնական հետազոտությունների արդյունքում պարզվել է, որ

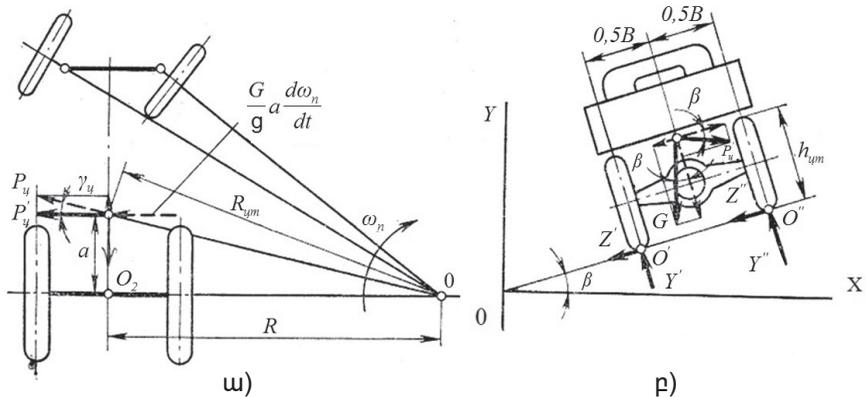
$\beta_{\text{днн}} = (0,4\dots0,6)\beta_{\text{ст}}$, որտեղ $\beta_{\text{ст}}$ -ն տվյալ ճանապարհին տրակտորի և ավտոմոբիլի ստատիկ կայունության սահմանային անկյունն է:

Շարժման արագության մեծացումը զգալիորեն նվազեցնում է տրակտորի և ավտոմոբիլի կողաշրջման $\beta_{\text{днн}}$ դինամիկ անկյունը:

Կողաշրջումից խուսափելու համար խորհուրդ է տրվում թրթուրավոր տրակտորները շահագործել մինչև 12° , իսկ անվավոր տրակտորները մինչև 8° թեքությունների վրա:

7.3. ԱՆՎԱՎՈՐ ԻՆՔՆԱԳՆԱՅ ՍԵՔԵՆԱՆԵՐԻ ԿԱՅՈՒՆՈՒԹՅՈՒՆԸ ԿՈՐԱԳԻԾ ՇԱՐՇՄԱՆ ԴԵՊՊՈՒՄ

Անվավոր տրակտորի և ավտոմոբիլի շարժման լայնական կայունության վրա էապես ազդում է դրանց կորագիծ շարժման դեպքում առաջացող կենտրոնախույս ուժը: Դիտարկենք տրակտորի և ավտոմոբիլի կորագիծ շարժումը $V = const$ հաստատուն արագությամբ և պտտման R հաստատուն շառավղով (նկ. 49):



Նկ. 49. Կորագիծ շարժման դեպքում տրակտորի և ավտոմոբիլի վրա ազդող արտաքին ուժերի սխեման:

- ա) անվավոր տրակտորի վրա հորիզոնական հարթությունում,
- բ) ավտոմոբիլի վրա ըստ ճանապարհի լայնական թեքությամբ:

Ընդունենք, որ դարձի կենտրոնը՝ O -ն, գտնվում է տրակտորի բոլոր անիվների երկրաչափական առանցքների հատման կենտրոնում

(նկ. 49 ա): Այս դեպքում տրակտորի վրա առաջանում է կենտրոնախույս ուժ՝ $P_{\text{ու}}$, որն ազդում է ծանրության կենտրոնում՝

$$P_{\text{ու}} = G \cdot w_n^2 \cdot R_{\text{տր}} / g = \frac{G}{g} \cdot \frac{V^2}{R} : \quad (179)$$

Կենտրոնախույս ուժի $P_{\text{ու}}$ բաղադրիչը ձգտում է կողաշրջել տրակտորը՝

$$P'_{\text{ու}} = P_{\text{ու}} \cdot \cos \gamma_{\text{ու}} = G \cdot w_n^2 \cdot R_{\text{տր}} / g \cdot \cos \gamma_{\text{ու}} = \frac{G}{g} \cdot \frac{V^2}{R} \cdot \cos \gamma_{\text{ու}} : \quad (180)$$

Վերջին արտահայտությունից հետևում է, որ կորագիծ շարժման արագության մեծացումը և դարձի շառավղի նվազեցումը կհանգեցնի կենտրոնախույս ուժի կողաշրջմանը նպաստող բաղադրիչի կտրուկ բարձրացման:

Լայնական կայունության վրա էապես կարող է ազդել տրակտորի հարաբերական պտույտը հետին կամրջակի կենտրոնի՝ O_2 կետի նկատմամբ տանգենցիալ՝ $a \frac{dw_n}{dt}$ արագացումով, որտեղ a -ն ծանրության կենտրոնի երկայնական կորոդինատն է (նկ. 49 ա): Արդյունքում՝ առաջանում է տանգենցիալ իներցիոն ուժ՝ $P_T = \frac{G}{g} a \frac{dw_n}{dt}$ (ցույց

է տրված կետագծերով): Հետևաբար՝ կորագիծ շարժման ժամանակ տրակտորին կողաշրջող գումարային ուժը կլինի՝

$$P'_{\text{ու}} + \frac{G}{g} \cdot a \frac{dw}{dt} : \quad (181)$$

Սկար 44 ա)-ում բերված ուժերի ազդեցության դեպքում տրակտորի լայնական կայունության հավասարակշռության պայմանը կլինի՝

$$\left(P' + \frac{G}{g} \cdot a \frac{dw}{dt} \right) \cdot a \leq G \frac{B}{2},$$

կամ հաշվի առնելով (180)-ը՝ կունենաք՝

$$\left(\frac{G}{g} \frac{V^2}{R} \cos \gamma_u + \frac{G}{g} a \frac{dw}{dt} \right) a \leq G \cdot \frac{B}{2},$$

որտեղից՝

$$V \leq \sqrt{\frac{RgB - 2R \cdot a^2 \frac{dw}{dt}}{2a \cos \gamma_u}}; \quad (182)$$

Տրակտորի կորագիծ շարժման անկյունային արագությունների համար կարելի է ընդունել, որ $Ra^2 \frac{dw}{dt} < Rg \frac{B}{2}$: Այս դեպքում կունենանք՝

$$V \leq \sqrt{\frac{RgB}{2a \cdot \cos \gamma_u}}; \quad (183)$$

Ստացված (182) և (183) արտահայտություններից հետևում է, որ տրակտորի կորագիծ շարժման թույլատրելի արագությունը կախված է հիմնականում դարձի շառավղից՝ R -ից:

Լայնական կայունության տեսանկյունից առավել վտանգավոր է տրակտորի դարձը թեքությամբ դեպի վեր անվի շուրջը: Այս դեպքում կենտրոնախույս P'_u ուժին գունարվում է տրակտորի կշռի $G \cdot \sin \beta$ բաղադրիչը, և մեծանում է կողաշրջման հավանականությունը: Որքան մեծ է թեքության անկյունը և փոքր դարձի շառավիղը, այնքան ցածր է տրակտորի կորագիծ շարժման (դարձի) սահմանային արագությունը:

Ավտոմոբիլի կորագիծ շարժման ժամանակ լայնական կայունությունն էապես կախված է ճանապարհի β լայնական թեքության անկյունից: Նկար 49 բ)-ում պատկերված է ավտոմոբիլի դարձը OY առանցքի շուրջը, կողաշրջումը հնարավոր է O'' կետի շուրջը: Քանի որ կողաշրջումը հնարավոր է, եթե գետնից դարձի անվին նորմալ հակազդումը՝ Y' -ն, հավասարվի զրոյի ($Y' = 0$), ապա ավտոմոբիլի հավասարակշռության պայմանը կողաշրջման O'' կետի նկատմամբ կլինի՝

$$(P'_u \cos \beta - G \cdot \sin \beta)h_{yT} - (P'_y \sin \beta + G \cos \beta)0,5B < 0: \quad (184)$$

Ստացված անհավասարությունում կենտրոնախույս ուժի բաղադրիչի արժեքը տեղադրենք (179) հավասարումից: Ավտոմոբիլի կողաշրջման պահպանման պայմանը կլինի՝

$$GV^2(h_{\text{տր}} \cos \beta - 0,5B \sin \beta) / gR < G(0,5 \cos \beta + h_{\text{տր}} \sin \beta):$$

Վերջին հավասարման երկու կողմերը բաժանենք՝ $G \cdot h_{yT} \cdot \cos \beta$ վրա, կստանանք՝

$$V^2(1 - 0,5B \sin \beta / h_{\text{տր}} \cdot \cos \beta) < gR(0,5B / h_{\text{տր}} + \sin \beta / \cos \beta):$$

Հաշվի առնելով (176) հավասարումը՝ կունենանք՝

$$V \leq \sqrt{gB \frac{tg\beta_n + tg\beta}{1 - tg\beta_n \cdot tg\beta}}: \quad (185)$$

Եթե ճանապարհի լայնական թեքության անկյունն ուղղված է շրջադարձի կենտրոնին հակառակ, ապա՝

$$V \leq \sqrt{gB \frac{tg\beta_n - tg\beta}{1 + tg\beta_n \cdot tg\beta}}: \quad (186)$$

Բարձր արագություններով շարժվելու դեպքում ավտոմոբիլի լայնական կայունությունն ապահովելու նպատակով ճանապարհի ծածկույթին տալիս են β թեքություն կորի կենտրոնի նկատմամբ:

Ավտոմոբիլի դարձի ժամանակ կենտրոնախույս ուժի ազդեցությամբ առաջանում է թափքի զգալի թեքում, որի պատճառով վերջինիս ծանրության կենտրոնը տեղափոխվում է դեպի կողաշրջման կենտրոն: Այս երևույթը բացասաբար է անդրադառնում ավտոմոբիլի լայնական կայունության վրա՝ նվազեցնելով դարձի սահմանային արագությունը՝ որոշված (185) և (186) արտահայտություններով: Թափքի կողային տեղափոխման նվազեցման արդյունավետ եղանակ է կախցիների հեռավորության և անկյունային կոշտության մեծացումը՝ առանց դրանց գծային կոշտության ավելացման: Այս պահանջը բավարարում են թափքի կողային կայունության կայունարարները: Սովորաբար դրանք տեղադրվում են առջևի կամրջակի կախցում, քանի որ այդ կամրջակի նկատմամբ թափքի տեղափոխումն ավելի մեծ է:

7.4. ԱՎՏՈՍՈՐԻԼԻ ԿԱՅՈՒՆՈՒԹՅՈՒՆԸ ԿՈՂԱՍԱՀՔԻ ՆԿԱՏՄԱՄԲ

Եթե ճանապարհի և պննամողղերի կցումն անբավարար է, ապա դարձերի ժամանակ առաջացած կողային ուժերի ազդեցությամբ ավտոմոբիլը կարող է կողասահել: Առջևի և հետևի անիվները կարող են սահել ոչ միաժամանակ կամ տարբեր ինտենսիվությամբ, ինչի արդյունքում տեղի կունենա ավտոմոբիլի չկառավարվող դարձ ինչ-որ ուղղաձիգ առանցքի շուրջ: Կողասահք առավել հաճախ տեղի է ունենում արգելակումների և թափառքի ժամանակ լայնական թեքությամբ ճանապարհներին դարձի դեպքում: Նշված գործոնները առավելապես ազդում են ավտոմոբիլի կողասահքի վրա հատկապես թաց և սայթաքուն ճանապարհներին:

Արգելակման և թափառքի ժամանակ ավտոմոբիլի կողատարման հակվածությունը բացատրվում է նրանով, որ այս դեպքում գետնից անվին ուղղված են զգալի հակազդումներ: Ռեսուրսները արգելակման ժամանակ անվի վրա երկու ռեակցիաների միաժամանակյա ազդեցությունն ըստ շոշափող քարշիչ ուժի, արգելակման ուժի և կողային Z ուժի (նկ. 50):

Այս դեպքում այդ ուժերի համազորները կորոշվեն հետևյալ արտահայտություններով.

$$R = \sqrt{P_k^2 + Z^2}, \quad R = \sqrt{R_T^2 + Z^2} : \quad (187)$$

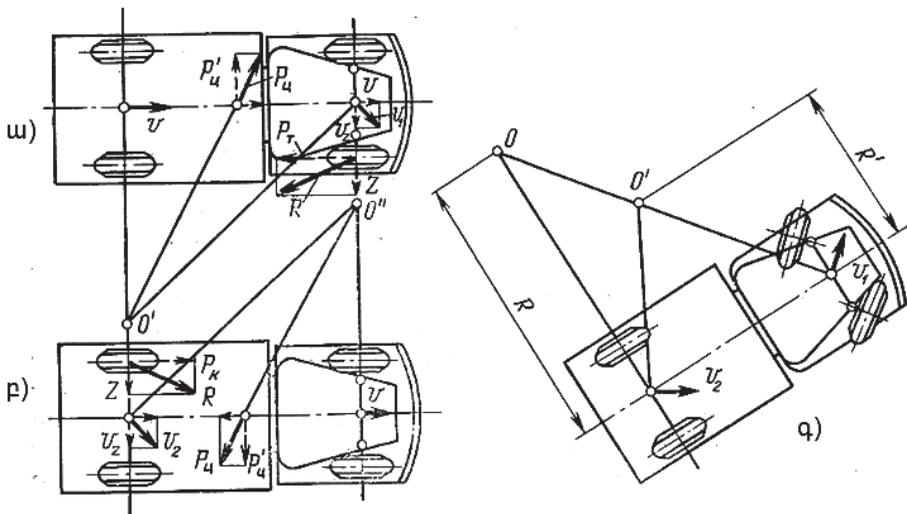
Գումարային ռեակցիայի առավելագույն արժեքն ըստ անվի և ճանապարհի կցման պայմանի կլինի՝

$$K_{\max} = \varphi_{\text{cu}} \cdot G_k, \quad (188)$$

որտեղ φ_{cu} -ն անվի և ճանապարհի կցման գործակիցն է, G_k -ն՝ անվի ուղղաձիգ բեռնվածքը:

$R = R_{\max}$ համազոր ուժին կհամապատասխանեն կողային՝ Z ուժի հետևյալ առավելագույն արժեքները.

$$Z_{\max} = \sqrt{(\varphi_{\text{cu}} \cdot G_k)^2 - P_k^2} \quad \text{և} \quad Z_{\max} = \sqrt{(\varphi_{\text{cu}} \cdot G_k)^2 - P_T^2} : \quad (189)$$



Նկ. 50. Ավտոմոբիլի կողասահքը ուղղագիծ շարժման և դարձի ժամանակ.

ա) առջևի կամրջակի արգելակման դեպքում, բ) հետևի կամրջակի թափառքի դեպքում, գ) հետևի կամրջակի դարձի դեպքում:

Վերջին արտահայտությունից հետևում է, որ որքան մեծ է անվի վրա գործող շոշափող կամ արգելակող ուժը, այնքան փոքր է դրա կցունը ճանապարհի հետ կողային ուղղությամբ: Հակառակ դեպքում, երբ $P_k = \varphi_{\text{cu}} G_k$ կամ $P_T = \varphi_{\text{cu}} G_k$, անվի կցման ուժը կողային ուղղությամբ կլինի՝ $Z = 0$: Այս դեպքում անիվը կենթարկվի սահքի կողային ուղղությամբ:

Առավել հաճախ կողատարման է ենթարկվում ավտոմոբիլի հետին տանող կամրջակը, որի անիվների վրա ազդում են շոշափող քարշիչ ուժը՝ P_k -ն և արգելակման ուժը՝ P_T -ն: Միևնույն ժամանակ արգելակման ռեժիմում տեղի է ունենում կշռի վերաբաշխում, և փոքրանում է անիվների G_k ուղղաձիգ բեռնվածքը հետևի տանող անիվների վրա, որը նվազեցնում է կողային ուժի Z_{max} առավելագույն արժեքը և մեծացնում ավտոմոբիլի կողասահքի հավանականությունը:

Դիտարկենք ավտոմոբիլի կողասահքը պարզեցված եղանակով: Պարզենք, թե ինչ տեղի կունենա ուղղագիծ հետագծով շարժվող ավտոմոբիլի հետ առջևի (Նկ. 50 ա) կամ հետևի (Նկ. 50 բ) կամրջակներ-

րի կողասահքի դեպքում: Առաջին դեպքում առջևի կամրջակի շարժման ուղղությունը կփոխվի, և այն կշարժվի V_1 արագությամբ, որը հանընթաց V և կողատարման V_z արագությունների համագործ է: Արդյունքում՝ ավտոմոբիլը կսկսի շարժվել կոր հետագծով հետևի առանցքի V և առջևի առանցքի V_1 արագությունների կենտրոնի՝ O' կետի շուրջը, իսկ կենտրոնախույս P_{II} ուժի P'_{II} բաղադրիչն ուղղված է կողասահքին հակառակ և հակազդում է դրան՝ նպաստելով շարժման առաջադրված ուղղության պահպանմանը:

Համեմատաբար վտանգավոր է հետևի կամրջակի կողասահքը (նկ. 50 բ): Այս դեպքում ավտոմոբիլը կսկսի պտտվել առջևի V_1 և հետևի V_2 կամրջակների արագությունների կենտրոնի՝ O'' կետի շուրջը: Սկսված կողասահքը կանխելու համար վարորդը պետք է նվազեցնի քարշիչ ուժը տանող (հետևի) անիվների վրա, դադարեցնի արգելակունը և առջևի անիվները թեքի կողասահքի ուղղությամբ: Հաճախ նույնիսկ փորձառու վարորդները չեն կարողանում ընկալել կողասահքը և միջոցներ ձեռնարկել այն կանխելու ուղղությամբ: Այդ պատճառով կողասահքի կանխարգելման նպատակով կարևոր է ավտոմոբիլի վրա ավտոմատ կառավարման համակարգերի և հակաբլոկավորող արգելակների տեղադրումը:

Դիտարկենք, թե ինչ տեղի կունենա, եթե դարձի ժամանակ հետին կամրջակը ենթարկվի կողասահքի. դարձի կենտրոնը O կետից կտեղափոխվի O' , որտեղ հատվում են առջևի և հետևի V_1 և V_2 արագությունների վեկտորների նորմալները (նկ. 50 գ): Արդյունքում՝ դարձի R շառավիղը կդառնա $R'(R < R')$, որը կմեծացնի կենտրոնախույս ուժը՝ ավելացնելով հետագա կողասահքը: Թաց և սայթաքուն ճանապարհներին ավտոմոբիլի հետին կամրջակը հաճախ ենթարկվում է կողասահքի, հետևաբար՝ անհրաժեշտ է նվազեցնել շարժման արագությունը մինչև դարձը սկսելը:

Ավտոմոբիլի կողասահքի կայունության վրա ազդում են լայնական և երկայնական կայունությունները պայմանավորող կառուցվածքային չափերը: Որքան մեծ է ավտոմոբիլի երկայնական բազան և անվահետքերի հեռավորությունը, փոքր ծանրության կենտրոնի ուղղաձիգ կորդինատը, այնքան այն կայուն է կողասահքի նկատմամբ:

ԳԼՈՒԽ 8

ԱՎՏՈՍՈՐԻԼԻ ԵՎ ՏՐԱԿՏՈՐԻ ԴԱՐՁԻ ՏԵՍՈՒԹՅՈՒՆԸ

8.1. ԱՆՎԱՎՈՐ ԻՆՔՆԱԳՆԱՑ ՄԵՔԵՆԱՆԵՐԻ ԴԱՐՁԻ ՀԻՄՆԱԿԱՆ ԵՂԱՆԱԿՆԵՐԸ

Ինքնագնաց մեքենաների կառավարումը առաջադրված հետազոծով, պահանջվող ճշտությամբ շարժման հատկությունն է, իսկ համապատասխան ազդեցության դեպքում՝ պահանջվող հետազոծով այն փոխելու հատկությունը: Առաջինն անվանում են կուրսային կայունություն, իսկ երկրորդը՝ մեքենայի դարձելիություն:

Հաշվի առնելով, որ ինքնագնաց մեքենայի այդ հատկությունները դժվար է սահմանազատել, դրանք դիտարկվում են միասին: Ավտոմոբիլների համար կարևոր է կառավարման քանակական գնահատումը: Այն կարևոր նշանակություն ունի ավտոմոբիլի անկայուն շարժման ժամանակ, քանի որ որքան դանդաղ է աճում ուղղորդ անիվների սկզբնական տեղափոխությունը, այնքան շատ ժամանակ ունի վարորդը ղեկի վարման միջոցով ապահովելու երթևեկության անվտանգությունը: Եթե այդ տեղափոխությունները կտրուկ մեծանում են, ապա ավտոմոբիլի կառավարելիության կորուստը և կողատարումը կարող են հանգեցնել ճանապարհատրանսպորտային պատահարների:

Անվավոր և թրթուրավոր տրակտորների համար առավել արդիական է ղեկավարման հատկանիշը դաշտային պայմաններում, որպեսզի դրանք հողը մշակեն հավասարաչափ, իսկ միջշարային մշակման դեպքում՝ առանց մշակաբույսերի կտրման:

Ավտոմոբիլների և անվավոր տրակտորների դարձն իրականացվում է որոշակի եղանակներով (նկ. 51): Դիտարկենք ավտոմոբիլների և տրակտորների դարձի կինեմատիկան առավել լայն կիրառություն ունեցող դարձի սխեմայի դեպքում, երբ այն իրականացվում է առջևի ուղղորդ անիվների թեքմամբ (նկ. 51 ա, բ, գ): Ընդունենք, որ դարձի շառավիղը հաստատուն է, շարժման արագությունը՝ կայուն, և անվաղողերը չունեն կողային էլաստիկություն: Այս դեպքում անվավոր ինքնագնաց մեքենաների շարժումը կարող է դիտարկվել որպես պտույտ ինչ-որ ուղղաձիգ առանցքի շուրջ, որի դիրքը որոշելու համար բավական է գտնել հենարանային հարթության վրա մեքենայի ցանկացած երկու կետերի շարժման նորմալ արագությունների հատման կետը. օրինակ՝ առջևի ղեկավարվող անվի կամ անիվների կենտրոնի՝ O_1 -ի և հետին կամրջա-

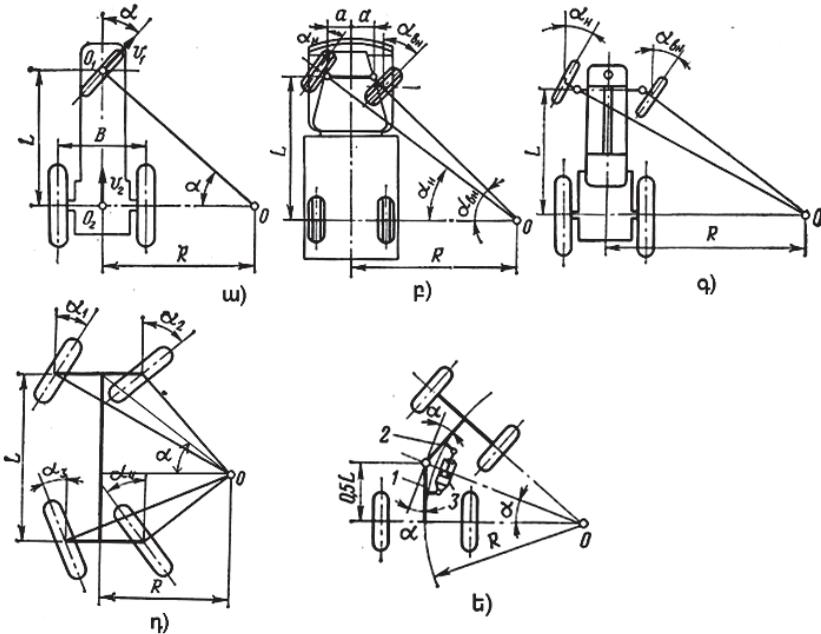
կի միջնակետի՝ O_2 -ի նորմալ արագությունների հատման O կետը, որը մեքենայի պտտման իրական առանցքի պրոյեկցիան է հենարանային հարթության վրա: Այդ կետը կոչվում է դարձի կենտրոն, իսկ դրա հեռավորությունը հետին կամրջակի միջնակետից՝ դարձի շառավիղ, որը կորոշվի հետևյալ արտահայտությամբ.

$$R = Lctg\alpha, \quad (190)$$

որտեղ L -ը ավտոմոբիլի կամ անվավոր տրակտորի բազան է, α -ն՝ առջևի ղեկավարվող անվի՝ ուղղագիծ շարժմանը համապատասխան թեքման անկյունը դիրքի համեմատությամբ: Սովորաբար $\alpha = 35-45^\circ$:

Կախված ղեկավարման եղանակից՝ դարձի շառավիղը կարող է փոխվել: Այսպես, նկար 51-ի դ) և ե) սխեմաներով դարձի դեպքում նվազագույն շառավիղը կլինի՝

$$R_{\min} = 0,5Ltg\alpha: \quad (191)$$



Նկ. 51. Ավտոմոբիլների և անվավոր տրակտորների դարձի եղանակները.

- ա), բ), գ) միայն առջևի անիվների ղեկավարումով, դ) երկու կամրջակների անիվների ղեկավարումով, ե) «կոտրվող» շրջանակի կիրառմամբ, գ) կողային անիվներում տանող մոմենտների տարբերությամբ, կինեմատիկորեն կամ արգելակումով, է) ծխնավոր հողակապերով շրջանակով:

Անվավոր ինքնագնաց մեքենաների ղեկավարման հատկանիշների համեմատական գնահատման համար օգտագործվում է «դարձի հարաբերական շառավիղ» հասկացողությունը՝

$$\delta = \frac{R}{B}, \quad (192)$$

որտեղ B -ն անվահետքերի հեռավորությունն է:

Նկար 51 բ)-ի սխեմայով դարձի դեպքում, որպեսզի բոլոր անիվները հենարանային հարթության վրա պտտվեն առանց կողատարման, անհրաժեշտ է, որ դարձի կենտրոնը գտնվի տանող անիվների առանցքներով անցնող O կետում: Դրա համար անհրաժեշտ է, որ ղեկավարվող անիվները թեքվեն տարբեր անկյուններով՝ α_n և $\alpha_{\theta n}$:

$$ctg \alpha_n = (R - a) / L, \quad ctg \alpha_{\theta n} = (R + a) / L,$$

կամ՝

$$ctg \alpha_n - ctg \alpha_{\theta n} = \frac{2a}{L}: \quad (193)$$

որտեղ α_n -ն, $\alpha_{\theta n}$ -ն դարձի կենտրոնից հեռու և մոտ անիվների թեքման անկյուններն են ուղղագիծ շարժման դիրքի համեմատությամբ, a -ն՝ ղեկավարվող անիվների շրջադարձի դարձակների սոնացքերի միջև եղած հեռավորությունը:

Ղեկավարվող անիվների $\alpha_n, \alpha_{\theta n}$ թեքման անկյունների միջև ստացված կապը պահպանվում է ղեկավարվող անիվների դարձակների թեքման համար կիրառվող հատուկ քառօղակ մեխանիզմի միջոցով, որն անվանում են ղեկավարման սեղան:

Առջևի երկու ղեկավարվող անիվներով ինքնագնաց մեքենաների հաշվարկների պարզեցման նպատակով դիտարկվում է ղեկավարվող անիվների թեքման միջին անկյունը՝

$$\alpha = \frac{\alpha_n + \alpha_{\theta n}}{2}: \quad (194)$$

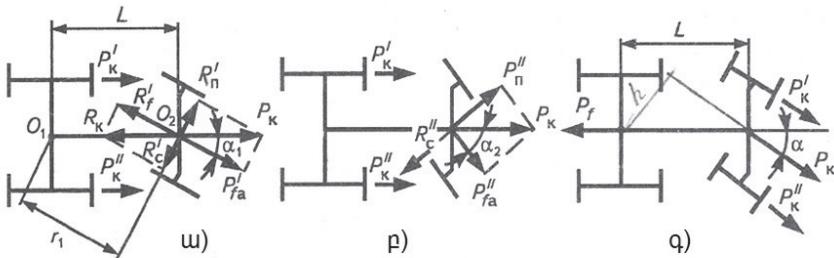
Չենարանային հարթության վրա անվավոր մեքենաների ուղղագիծ շարժումից հաստատուն շառավիղով կորագիծ շարժմանն անցումն իրականացվում է ոչ թե ակնթարթորեն, այլ մի կորով, որի շառավիղը սկզբնական $R = \infty$ արժեքից հասնում է առաջադրված $R = const$

արժեքի և, հակառակը, շրջադարձից ուղղագիծ շարժման մեքենան վերադառնում է մի կորով, որի շառավիղն աստիճանաբար մեծանում է $R = const$ արժեքից մինչև $R = \infty$: Հետևաբար՝ մեքենայի դարձը հաստատուն շառավիղ ունեցող կորով կորագիծ շարժման միայն մի մասն է: Անցման տեղամասի երկարությունը կախված է մեքենայի կառուցվածքային պարամետրերից, ղեկի վարման հաղորդակից և շարժման արագությունից:

8.2. ԱՆՎԱԿՈՐ ԻՆՔՆԱԳՆԱՑ ՄԵՔԵՆԱՆԵՐԻ ԴՈՐՁԻ ԴԻՆԱՄԻԿԱՆ

Դիտարկենք առջևի ղեկավարվող անիվներով ինքնագնաց մեքենայի անիվների ուժային փոխազդեցությունը ճանապարհի հետ: Ընդունվում է, որ երբ ավտոմոբիլը կամ անվավոր տրակտորը շարժվում է կոր հետագծով, իներցիայի ուժերը բացակայում են:

Հետևի տանող անիվներով ինքնագնաց մեքենայի տանող անիվների շոշափող P'_k և P''_k քարշիչ ուժերը փոխանցվում են մեքենայի հիմքին և ուղղված են դրա երկայնական առանցքով դեպի առաջ (նկ. 52 ա):



Նկ. 52. Ղեկավարվող անիվների վրա ազդող արտաքին ուժերի սխեման ըստ՝ ա) ք) տարվող, գ) տանող անիվների:

Այդ ուժերը փոխանցվում են առջևի կամրջակին, ղեկավարվող անիվների ու ճանապարհի հետ դրանց հպման հարթությունում առաջանում է R_k ռեակցիա՝ հավասար P'_k և P''_k ուժերի գումարին: Այդ ուժերից յուրաքանչյուրը կարելի է բաղդատել երկու՝ առջևի կամրջակի

անվի գլորման հարթությանը ուղղահայաց՝ R_c' և անվի երկայնական առանցքով ուղղված՝ $P_{f.a}$ բաղադրիչների, որոնցից վերջինը ծախսվում է ղեկավարվող անիվների գլորման դիմադրության հաղթահարման վրա, իսկ R_c' ուժը ստեղծում է դարձի մոմենտ՝

$$M_n = R_c' \cdot r_1 = R_c' \cdot L \cdot \cos \alpha_1 R_f' : \quad (195)$$

P_{fa} ուժը կախված է անիվների դարձի անկյունից: Նկար 52 ա), բ) սխեմաներից երևում է, որ միևնույն P_k ուժի դեպքում $P_{f.a}$ ուժը ավելի փոքր է կտրուկ շրջադարձերի դեպքում՝ երբ $\alpha_2 > \alpha_1$: Այս դեպքում նշված սխեմաներին համապատասխան ուժերը կլինեն՝

$$P'_{fa} = P_k \cdot \cos \alpha_1 \quad \text{և} \quad P''_{fa} = P_k \cdot \cos \alpha_2 :$$

Քանի որ $\cos \alpha_2 < \cos \alpha_1$, ապա $P''_{fa} < P'_{fa}$:

Հայտնի է, որ անվի գլորման P'_f դիմադրության ուժն ավելանում է թեքման անկյան մեծացմանը զուգընթաց, իսկ անիվը հրող $P_{f.a}$ ակտիվ ուժը՝ փոքրանում: Հետևաբար՝ անվին համընթաց շարժման ուժերի հաշվեկշիռը կարելի է պահպանել միայն P_k շոշափող քարշիչ ուժն ավելացնելով, այսինքն՝ առանց անցնելու ցածր փոխանցումների, մեծացնելով շարժիչի պտտող մոմենտը:

Անվավոր ինքնազանց մեքենայի դարձը հնարավոր է միայն այն դեպքում, երբ ճանապարհի հետ ղեկավարվող անիվների կցման ուժը մեծ է հրող ուժից՝

$$G_n \cdot \varphi > P_k , \quad (196)$$

որտեղ G_n -ը ղեկավարվող անիվների վրա ուղղագիծ բեռնվածքն է, φ -ն՝ ճանապարհի հետ անվի կցման գործակիցը:

Հաշվի առնելով, որ $P_k = P_{fa} / \cos \alpha$, կստանանք՝

$$\varphi \geq \frac{P_{fa}}{G_n \cdot \cos \alpha} , \quad \text{կամ} \quad \varphi \cdot \cos \alpha \geq f , \quad (197)$$

որտեղ f -ը անվի գլորման դիմադրության գործակիցն է:

Ստացված անհավասարությունից հետևում է, որ երբ $f > \varphi \cos \alpha$, ղեկավարվող անիվները կշարժվեն սահելով, և դարձ տեղի չի ունենա:

Չոր ասֆալտապատ ճանապարհներին φ կցման գործակիցը շատ ավելի մեծ է գլորման դիմադրության f գործակցից, իսկ թաց, ձյունածածկ, սառցակալած ճանապարհներին φ գործակցի արժեքը փոքրանում է և մոտենում f գործակցի արժեքին: Այդ պատճառով էլ սայթաքում ճանապարհներին անվավոր մեքենաների կառավարումը դժվարանում է:

Եթե առջևի ղեկավարվող անիվները միևնույն ժամանակ տանող են, ապա դարձի մոմենտը ստեղծվում է ղեկավարվող անիվների վրա գործող P'_k և P''_k շոշափող քարշիչ ուժերով (նկ. 52 գ), ոչ թե դրանց կողային ռեակցիայով՝ R'_c -ով: Այս դեպքում դարձի մոմենտը կլինի՝

$$M_n = P_k \cdot L \cdot \sin \alpha \cdot f, \quad (198)$$

որտեղ $P_k = \frac{P'_k + P''_k}{2}$ և $L \cdot \sin \alpha = h$:

Առջևի տանող ղեկավարվող անիվներով մեքենայի դարձի իրականացման պայմանը հետևի տանող անիվներով մեքենայի համար

կունենա $P_k \leq P_\varphi$ տեսքը, որտեղից կարելի է գրել՝ $\frac{P_k}{G} \leq \frac{P_\varphi}{G}$,

կամ՝

$$f_k \leq \varphi_k: \quad (199)$$

Եթե համեմատենք (199) անհավասարությունը (197) անհավասարության հետ, ապա կարելի է եզրակացնել, որ առջևի տանող և ղեկավարվող անիվներով ինքնագնաց մեքենայի դարձի կայունությունն ըստ կցման ավելի բարձր է, քան հետևի տանող անիվներով մեքենայի դարձը: Առջևի տանող անիվներով մեքենայի դարձի ժամանակ հրող՝ P_k և դիմադրող՝ P_f ուժերի հաշվեկշիռը չի խախտվում (դա տեղի է ունենում նաև հետևի տանող կամրջակների դեպքում):

Անվավոր ինքնագնաց մեքենաների դարձը վերլուծվել է առանց հաշվի առնելու իներցիոն ուժերը, որոնց առկայությունը դիտարկվող

երկու դեպքերում էլ բացասաբար է անդրադառնում դարձի կայունության վրա:

Դարձի դիտարկվող սխեմաներից հետևում է, որ նկար 52 ա), բ)-ի դեպքերում անվավոր ինքնագնաց մեքենաների կորագիծ շարժումը բնութագրվում է տանող կամրջակի հրման ռեժիմով, իսկ նկար 52 գ)-ի դեպքում՝ առջևի կամրջակի քարշի ռեժիմով: Կարգավորումների տեսությունից հայտնի է, որ քարշող համակարգերն ավելի կայուն են, քան հրող համակարգերը:

8.3. ԱՆԻՎԵՐՏԻ ԿՈՂԱՏԱՐՄԱՆ ԱԶԴԵՑՈՒԹՅՈՒՆԸ ՄԵՔԵՆԱՅԻ ԿԱՌԱՎԱՐՄԱՆ ՎՐԱ

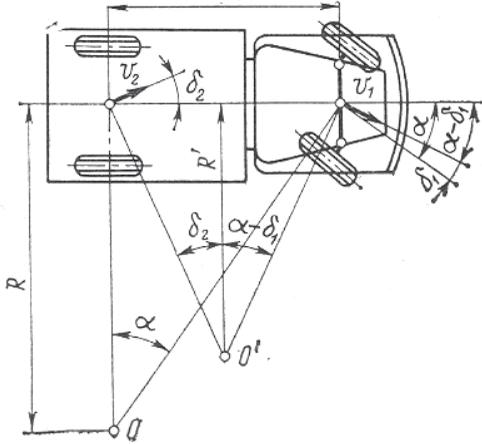
Ավտոմոբիլի դարձի ժամանակ կողային իներցիոն ուժի և հնարավոր արտաքին այլ ուժերի՝ քանու և ճանապարհի լայնական թեքության ազդեցությամբ տեղի է ունենում պնևմատիկ կողատարում: Ընդհանրապես ղեկավարվող և չղեկավարվող անիվների կողատարման δ_1, δ_2 անկյունները տարբեր են (նկ. 53): Ընդունվում է, որ յուրաքանչյուր կամրջակի ձախ և աջ անիվների կողատարման անկյունները հավասար են: Արդյունքում՝ առջևի և հետևի անիվների կողատարման պատճառով ավտոմոբիլի շարժման հետագիծը փոխվում է՝ ի տարբերություն առանց կողատարման անիվներով շրջադարձի:

Կողատարվող անիվներով դարձի ժամանակ ավտոմոբիլի հետին կամրջակը կշարժվի V_2 վեկտորի ուղղությամբ, որը թեքված է երկայնական առանցքի նկատմամբ δ_2 անկյունով, իսկ առջևինը՝ V_1 վեկտորի ուղղությամբ, որը նշված առանցքից թեքված է $\alpha - \delta_1$ անկյունով, որտեղ α -ն առջևի ղեկավարվող անիվների թեքման միջին անկյունն է: Արդյունքում՝ մեքենայի պտտման ակնթարթային կենտրոնը O կետից կտեղափոխվի V_1 և V_2 արագությունների վեկտորներից տարված ուղղահայացների հատման O' կետ, իսկ դարձի R շառավիղը կընդունի R' արժեքը, որը կորոշվի հետևյալ արտահայտությամբ.

$$L = R' \cdot \operatorname{tg} \delta_2 + R_1 \operatorname{tg}(\alpha - \delta_1),$$

որտեղից՝

$$R_1 = \frac{L}{\operatorname{tg} \delta_2 + \operatorname{tg}(\alpha - \delta_1)} : \quad (200)$$



Նկ. 53. Ավտոմոբիլի դարձի սխեման անվադողերի կողատարման դեպքում:

Ստացված R' շառավղի համեմատությունը $R = \frac{L}{tg\alpha}$ շառավղի

հետ, որն առանց կողատարման անիվներով դարձի շառավղին է, ցույց է տալիս, որ երբ $\delta_1 = \delta_2 = 0$, ապա $R' = R$, իսկ երբ $\delta_1 > \delta_2$, ապա $R' > R$, հակառակ դեպքում՝ $\delta_1 < \delta_2$, իսկ $R' < R$: Այսպիսով՝ երբ $\delta_1 < \delta_2$ դարձի իրական շառավիղը կընդունի ավելի մեծ արժեքներ (R'), քան առանց կողատարման անիվներով շրջադարձի դեպքում (R), տեղի կունենա մեքենայի ավելի կտրուկ շրջադարձ՝ $R' < R$:

R', R շառավղերի համեմատությամբ է պայմանավորված անվավոր ինքնագնաց մեքենաների դարձը: Այսպես, երբ $R' = R$, ապա մեքենայի դարձը նորմալ է, երբ $R' < R$, կա ավելցուկային դարձ, իսկ երբ $R' > R$, մեքենայի դարձը ոչ բավարար է: Վերջին դեպքում դարձի պահանջվող շառավիղը ստանալու համար անհրաժեշտ է ղեկավարվող անիվները թեթել ավելի մեծ անկյունով, քան առանց կողատարման անիվների դեպքում, իսկ ավելցուկային դարձի դեպքում՝ ավելի փոքր անկյունով:

Ավտոմոբիլի ավելցուկային դարձի դեպքում ղեկավարվող անհիվների արագությունը մեծանում է, թեքման անկյունները նվազում են, արդյունքում՝ ղեկավարվող անհիվների ինչ-որ դիրքում դարձը կարող է լինել անհիվների չեզոք վիճակում դրանց կողատարման պատճառով: Եթե միաժամանակ սկսվում է դողերի կողասահք, ապա դարձի շառավղի պահպանման համար վարորդը ղեկավարվող անհիվները թեքում է դարձի ուղղությամբ հակառակ:

Ավտոմոբիլի դարձելիությունն էապես ազդում է նաև կուրսային կայունության վրա: Դիտարկենք ավտոմոբիլի ոչ կամայական դարձը ծանրության կենտրոնի վրա կողային ուժի ազդեցությամբ (նկ. 54):

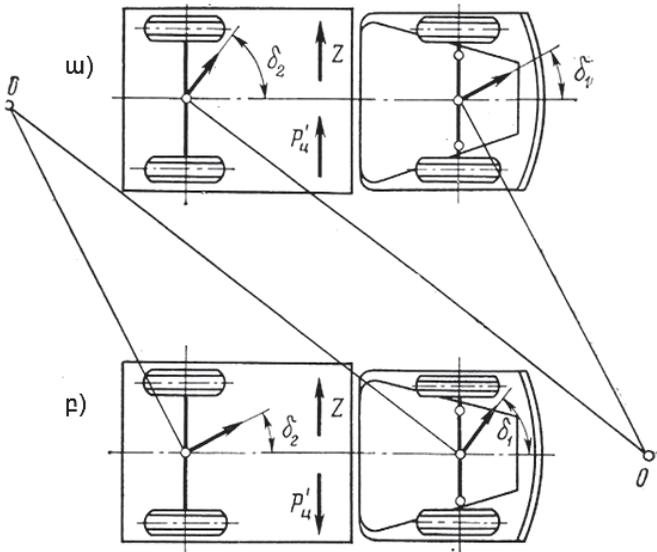
Եթե ավտոմոբիլն ունի ավելցուկային դարձելիություն, առջևի ղեկավարվող և հետևի անհիվների կողատարման անկյունների՝ $\delta_2 > \delta_1$ արժեքների դեպքում (նկ. 54 ա) ուղղագիծ շարժումը կվերածվի կորագիծ շարժման՝ O կենտրոնով, որը կգտնվի ավտոմոբիլի այն կողմում, որտեղից ազդում է կողային Z ուժը: Կորագիծ շարժման անցնելիս առաջանում է ավտոմոբիլի վրա ազդող իներցիոն ուժ, որի կողային բաղադրիչը՝ P'_y -ն, ունի նույն ուղղությունը, ինչ Z ուժը: Այդ ուժերի գումարման հետևանքով անհիվների կողատարումն ավելանում է, ինչը հանգեցնում է կորագիծ շարժման շառավղի փոքրացման, որն էլ, իր հերթին, մեծացնում է իներցիոն: Արդյունքում՝ ավտոմոբիլը կշարժվի կորագծով, որի կորության շառավիղն անընդհատ նվազում է: Այս դեպքում շարժման հետագիծը պահպանելու համար վարորդը ղեկանիվը պետք է պտտի շարժման ուղղությամբ հակառակ:

Նույն պայմաններում անբավարար դարձելիությամբ ավտոմոբիլը (նկ. 54 բ) կշարժվի կորագծով, O կենտրոնը կտեղափոխվի կողային ուժի ուղղությամբ: Այս դեպքում կենտրոնախույս ուժի P'_y բաղադրիչը հակառակ է ուղղված կողային Z ուժին և արգելում է անհիվների կողատարումը: Շարժման արագության մեծացումը հանգեցնում է P'_y ուժի ավելացման ու անհիվների կողատարման նվազման, և անբավարար դարձելիությամբ ավտոմոբիլը պահպանում է ուղղագիծ հետագծով շարժումը:

Ռեսուլտատիվոր դեպքերի համեմատությունից պարզ է դառնում, որ ավելցուկային դարձելիությունը հատկապես մեծ արագություններով

շարժվելիս հանգեցնում է ավտոմոբիլի կուրսային կայունության նվազման և դրա կառավարման լրացուցիչ լարվածության: Այդ պատճառով էլ աշխատում են մարդատար ավտոմոբիլների համար ստեղծել անբավարար դարձելիություն՝ դրանց ծանրության կենտրոնը մոտեցնելով առջևի կամրջակին, որպեսզի փոքրացվի այդ կամրջակի վրա ազդող կենտրոնախույս ուժը, կամ ճնշումը առջևի անվաղողերում նվազեցնելով: Սովորաբար ավտոմոբիլի դարձելիությունը ընտրվում է այնպես, որ կողատարման անկյունների տարբերությունը ավտոմոբիլի ծանրության կենտրոնի նկատմամբ կողային $(0,3-0,4) G$ ուժի դեպքում լինի $\delta_1 = \delta_2 = 1,5 - 2^0$:

Բեռնատար ավտոմոբիլների մոտ հետևի անհիվների գունարային կոշտությունը ավելի մեծ է, քան առջևիներինը, որի պատճառով էլ դրանք ունեն անբավարար դարձելիություն: Տրակտորները դասվում են այն ինքնազնաց մեքենաների շարքին, որոնք նույնպես ունեն անբավարար դարձելիություն, և դրանց մոտ հետևի անհիվների կողատարման δ_2 անկյունը այնքան փոքր է առջևի անհիվների կողատարման δ_1 անկյունից, որ գործնական խնդիրներում տրակտորների կողատարումը չի դիտարկվում:



Նկ. 54. Ավտոմոբիլի ոչ կամային դարձը.

ա) ավելցուկային դարձելիությամբ, բ) անբավարար դարձելիությամբ:

8.4. ԱՎՏՈՏՐԱԿՏՈՐԱՅԻՆ ԳՆԱՑՔԻ ԴԱՐՁԻ ԱՌԱՆՁՆԱՀԱՏԿՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԸ

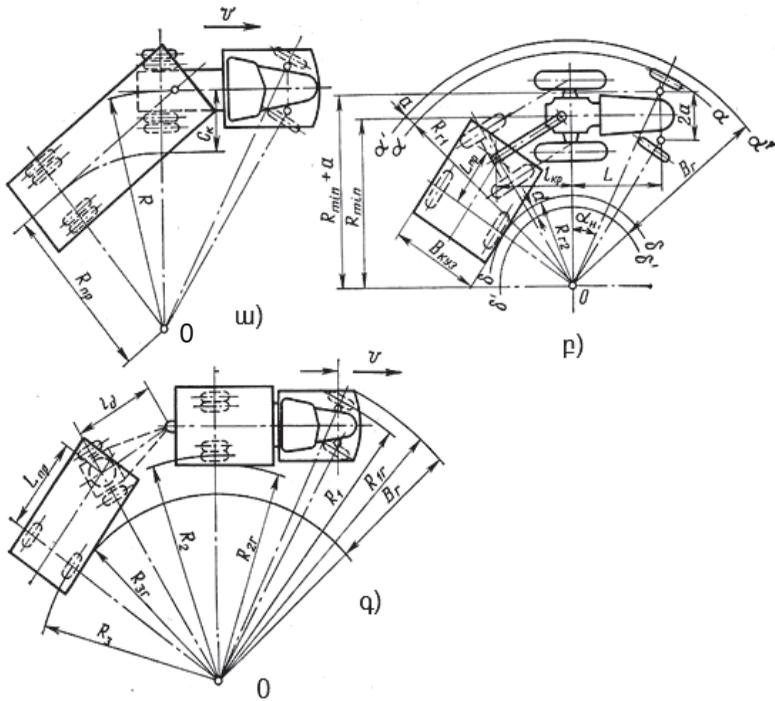
Ավտոմոբիլային և տրակտորային գնացքների դարձի հետագիծը առանց կցորդների ավտոմոբիլի և տրակտորների դարձից պակաս կանխորոշելի է, քանի որ հողակապերով իրար միացված, գնացք կազմող բաղկացուցիչ մասերը կարող են կատարել վարորդի կողմից չնախատեսված և չկարգավորվող շարժումներ, որոնք կանխորոշելն ու վերլուծելը բավականին դժվար է: Այդ պատճառով էլ ավտոտրակտորային գնացքների դարձի ուսումնասիրությունը սահմանափակվում է դրանց կինեմատիկայի վերլուծությամբ՝ ընդունելով, որ քարշակն ու կցորդն ունեն մեկ ընդհանուր դարձի կենտրոն, որը գտնվում է բոլոր կամրջակների առանցքների հատման O կետում: Նկար 55-ում տրված գնացքի բոլոր կետերը պտտվում են դարձի կենտրոնով անցնող ուղղաձիգ առանցքի շուրջը շրջանագծային հետագծով, իսկ բոլոր անիվները գլորվում են առանց կողասահքի:

Դիտարկվող բոլոր դեպքերում կցորդի հետին կամրջակի կենտրոնի հետագիծը քարշակի հետին կամրջակի կենտրոնի հետագծից տեղափոխվում է c_k չափով (նկ. 55 ա), որն էապես ազդում է գնացքի դարձի վրա, քանի որ դրանով մեծանում է դարձի համար անհրաժեշտ ավտոգնացքի ազատ շարժման գաբարիտային միջանցքը: Դա տեղի է ունենում կցորդի հետագծի տեղափոխության պատճառով, քանի որ դարձի ժամանակ կցորդի անիվները չեն շարժվում քարշակի անիվների հետագծով նույնիսկ այն դեպքում, երբ դրանց անվահետքերի հեռավորությունը նույնն է: Արդյունքում՝ մեծանում է գնացքի անիվների գլորման դիմադրությունը (հատկապես վատ ճանապարհներով ընթանալիս):

Կցորդի հետագծի բացարձակ տեղափոխությունը կլինի՝

$$c_k = R - R_{np} ,$$

որտեղ R -ն և R_{np} -ն կցորդի և քարշակի դարձի շառավիղներն են:



Սկ. 55. Ավտոտրակտորային գնացքի դարձի սխեման.

ա) թանբային ավտոմոբիլ կիսակցորդով, բ) տրակտոր երկառնի կցորդով, գ) ավտոմոբիլ երկառնի կցորդով:

Կցորդի հետագծի տեղափոխության հարաբերությունը քարշակի դարձի շառավղին կոչվում է կցորդի հետագծի հարաբերական տեղափոխություն, որը գնացքի կարևորագույն պարամետրերից է՝

$$\lambda_{np} = c_k / R = (R - R_{np}) / R = 1 - \frac{R_{np}}{R} : \quad (201)$$

Գնացքի շրջադարձի ժամանակ կցորդի հետագծի շեղումը՝ c_k -ն, դարձի սկզբում ունի զրոյի հավասար արժեք, այնուհետև աճում է մինչև որոշակի առավելագույն արժեք, իսկ դարձն ավարտելուց հետո նորից ընդունում զրոյի հավասար արժեք: Ընդ որում՝ շեղման առավելագույն արժեքը կախված է գնացքի կազմից, կառուցվածքային չափերից և կորագիծ շարժման ռեժիմից:

Իրականում ավտոմոբիլային և տրակտորային գնացքների դարձն էապես տարբերվում է հաստատուն կենտրոնի շուրջը պտտվելու՝ վերը նշված պայմանից: Այդ պատճառով գնացքի դարձի հետագծի իրական գնահատման համար կատարվում են փորձնական հետազոտություններ: Փորձարկումները կատարվում են հարթ, հորիզոնական, պինդ ծածկույթ ունեցող ճանապարհներին: Որպեսզի բացառվեն գնացքի կորագիծ շարժման հետագծի վրա պնևմատիկայի կողատարումը և կողասահքը, ընտրվում է շարժման հնարավոր նվազագույն արագությունը, քարշակի ղեկանիվը պտտվում է մինչև եզրային դիրքը, իսկ շրջադարձը կատարվում է աջ և ձախ ուղղություններով: Փորձերի ընթացքում որոշվում են հետևյալ շառավղերը. R_1 արտաքին՝ դարձի կենտրոնից քարշակի առջևի ամենահեռու անվի, R_2 ներքին՝ դարձի կենտրոնին մոտ քարշակի հետին կամրջակի անվի, R_3 ներքին՝ դարձի կենտրոնին մոտ կցորդի անվի, ինչպես նաև դարձի գաբարիտային շառավղերը՝ R_{e1} ՝ դարձի կենտրոնից քարշակի ամենահեռու կետի, R_{e2} ՝ դարձի կենտրոնին քարշակի ամենամոտ կետի, R_{e3} ՝ շրջադարձի կենտրոնին կցորդի ամենամոտ կետի:

Թվարկված մեծությունները չափվում են դարձն ավարտելուց հետո, երբ գնացքը վերադառնում է շարժումը սկսելու սկզբնական դիրքին, և քարշակն ու կցորդը դասավորվում են մեկ ուղու վրա:

Գնացքի դարձի համար անհրաժեշտ միջանցքի գաբարիտային լայնությունը որոշվում է հետևյալ արտահայտությամբ.

$$R_e = R_{e1} - R_{e3} :$$

Որքան մեծ է կցորդի հետագծի շեղումը՝ c_k -ն, այնքան փոքր է R_{e3} շառավիղը և մեծ միջանցքի գաբարիտային R_e լայնությունը: Գնացքի դարձելիության որոշման կարևորագույն պարամետրը դարձի գոտու այն լայնությունն է, որով գնացքը կարող է կատարել 180° -ի շրջադարձ: Եթե դարձն իրականացվում է առանց հետընթացի և լրացուցիչ մանևրման, ապա դարձի գոտու $R_{\mathcal{A}}$ լայնությունը կլինի՝

$$R_{\mathcal{A}} = 2R_{e1} + \Delta ,$$

որտեղ Δ -ն երթևեկության անվտանգության համար անհրաժեշտ պաշտպանիչ գոտին է, $\Delta=0,3-0,5$ մ:

Քանի որ R_{e1} արտաքին գաբարիտային շառավիղը որոշվում է քարշակի հետագծով, ապա կցորդի առկայությունը չի ազդում դարձի գոտու պահանջվող լայնության վրա:

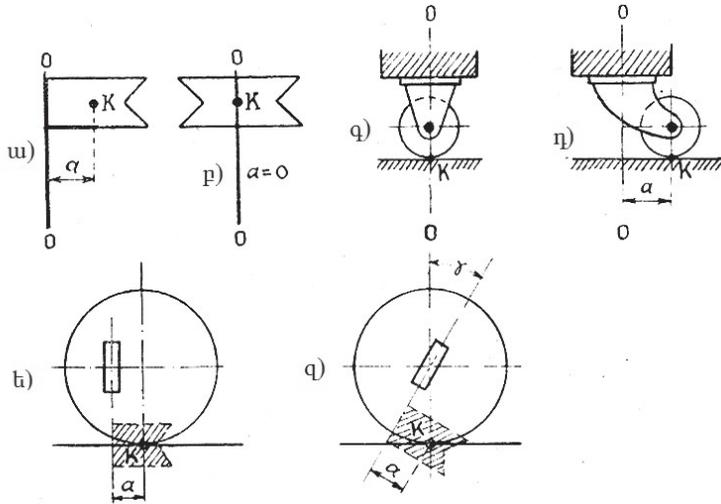
8.5. ՈՒՂՂՈՐԴ ԱՆԻՎԵՐՏԻ ԿԱՅՈՒՆԱՑՈՒՄԸ

Ուղղորդ անիվների կայունացումը այն հատկությունն է, որն ավտոմատ կերպով ապահովում է դրանց՝ ուղղագիծ շարժմանը համապատասխանող դիրքը: Անիվների այդ հատկությունը արդյունք է սոնացցեի երկայնական և լայնական թեքության (չփոթել բացքի և մոտվածքի հետ):

Դիտարկենք շարժման կայունացման երևույթը պարզ օրինակներով:

Երկայնական թեքություն: Հողմացույցի դարձի Օ-Օ առանցքը (նկ. 56 ա) շեղված է մակերեսի կենտրոնից, որը գտնվում է K կետում: Եթե պատահականորեն հողմացույցը շեղվի քանու ուղղությունից (օրինակ՝ շեղենք ձեռքով), ապա այն ավտոմատ կերպով կընդունի քանու, այսինքն՝ իր նախկին ուղղությունը, քանի որ քանու ուժը, ազդելով ճնշման կենտրոնի վրա (K կետը), կվերադարձնի այն իր նախնական դիրքին: Իսկ եթե հողմացույցի ճնշման (կամ մակերեսի) կենտրոնը լիներ դրա դարձի առանցքի վրա (նկ. 56 բ), ապա այն քանու ուղղություն չէր ցույց տա, այլ կընդուներ այն ուղղությունը, որը կտար պատահական ուժը (ձեռքը):

Այսպիսով՝ ուժի ներգործման կետի շեղումը դարձի առանցքից նպաստում է, որ հողմացույցը քանու ուղղությունը ճիշտ ցույց տա: Նույն սկզբունքն է կիրառվում դաշնամուրների, սայլակների և հեծանիվների անիվների կայունացման համար: Այդ անիվները չեն կառուցվում այնպես, ինչպես ցույց է տրված նկարում (նկ. 56 գ), որովհետև այստեղ ծանրության ուժի ներդրման կետը համընկնում է դարձի առանցքի հետ, և դրանց միջև բազուկը՝ $a = 0$: Հիշյալ անիվներն ունեն այն կառուցվածքը, որը ցույց է տված նկար 56 դ)-ում: Այս դեպքում արդեն $a > 0$, այսինքն՝ դարձի Օ-Օ առանցքի և ուժի ներդրման կետի միջև առկա է անհրաժեշտ a բազուկը: Երբ պատահական ուժը շեղում է անիվն ուղղագիծ շարժումից, այն սկսում է դարձ կատարել որևէ կենտրոնի շուրջը, առաջանում է կենտրոնախույս ուժ, որի նորմալ բաղադրիչը ձգտում է վերադարձնել անիվն ուղղագիծ շարժման: Իսկ եթե ծանրության ուժի ներդրման կետը համընկնի դարձի առանցքի հետ, ապա կենտրոնախույս ուժը ոչ թե կնպաստի անվի կայունացմանը, այլ կծգտի շրջել սայլակը:



Նկ. 56. Կայունացման օրինակներ:

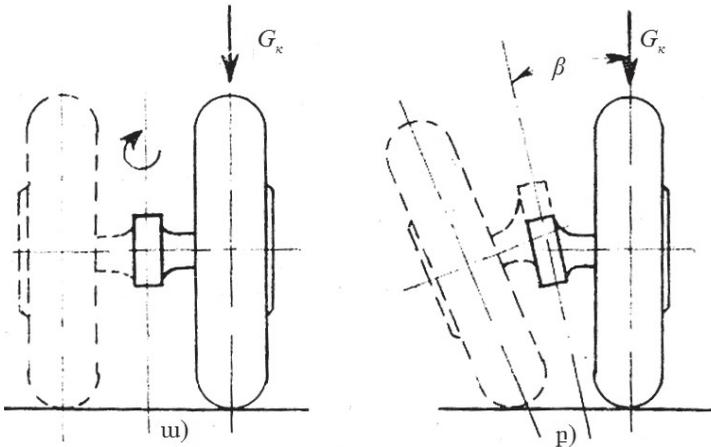
Որոշ ավտոմոբիլների ուղղորդ անիվների սռնացքերի առանցքները հեռացված են անվի հենման կետից և զուգահեռ են անվի ուղղաձիգ առանցքին (նկ. 56 ե), որը տալիս է կայունացնող արդյունք: Սակայն այդ կառուցվածքը հազվադեպ է կիրառվում. վերջին անգամ ավտոմոբիլաշինության մեջ կիրառվել է նախորդ դարի 40-ական թվականներին արտադրված մարդատար ավտոմոբիլների համար: Ավտոմոբիլների մեծ մասի, ինչպես նաև հեծանիվների վրա նույն արդյունքը ստացվում է սռնացքի առանցքը γ անկյունով թեթելու միջոցով (նկ. 54 գ): Նկար 56 դ), ե), գ)-ի սխեմաներում ցույց է տրված ոչ միայն բազուկի ստեղծման եղանակը, այլ նաև պարզագույն օրինակին՝ հողմացույցին համարժեք սխեման:

Այսպիսով՝ ուղղորդ անիվների պատահական դարձերի դեպքում (օրինակ՝ երբ անվի տակ քար է ընկնում), առաջանում են ճիգեր, որոնք անիվներին տալիս են իրենց նախնական ուղղությունը՝ հեշտացնելով ավտոմոբիլի կառավարումը:

Լայնական թեքություն: Սռնացքին տրվում է նաև լայնական թեքություն, ինչի շնորհիվ եթե որևէ պատճառով ուղղորդ անիվը շեղվի

տրված ուղղությունից, ապա ծանրության ուժը (G_k) կծգտի վերադարձնել անիվն իր նախկին դիրքին (նկ. 57):

Եթե սռնացիցը լայնական թեքում չունենար (նկ. 57 ա), ապա մինչև 180° դարձի դեպքում անվի ոչ մի կայունացման արդյունք չէր ստացվի:



Նկ. 57. Սռնացի լայնական թեքությունը:

Իսկ երբ սռնացիցն ունի լայնական թեքում (նկ. 57 բ), անվի դարձի ժամանակ այն կծգտի սռնացի առանցքով բարձրանալ դեպի վեր (ցույց է տրված կետագծերով), որն անհնարին է կառուցվածքը թույլ չի տալիս: Այդ պատճառով տրված ուղղությունից ամեն մի շեղման դեպքում անվի նորմալ բեռնվածքը (G_k) կծգտի վերադարձնել անիվն իր նախկին դիրքին, այսինքն՝ կկայունացնի շարժումը տրված ուղղությամբ: Բացի սռնացի երկայնական և լայնական թեքման անկյուններից, ուղղորդ անիվներն ունեն նաև բացքի և մոտվածքի անկյուններ: Նկար 58-ում ներկայացված է առջևի անվի բացքի անկյունը, որը տրվում է ուղղորդ անիվին՝

1) անվի թեքումը հակառակ ուղղությամբ կանխելու համար (այդպիսի թեքումը կարող է առաջանալ առջևի կամրջակի մեքենամասերի մաշի ու ձևափոխությունների պատճառով)։

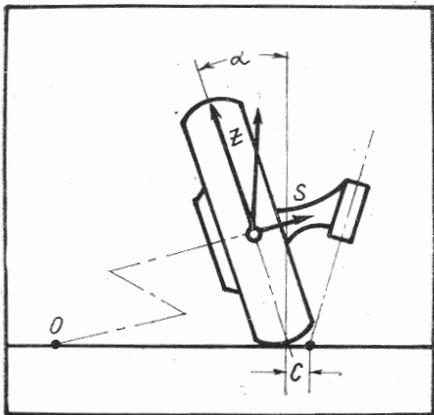
2) ծանրության ուժի առանցքային բաղադրիչ (S) ձևավորելու համար, որն անհրաժեշտ է անիվը շրջող դարձակի առանցքակալներին սեղմելիս:

3) տանգենսական ռեակցիայի բազուկը (C) և դեկի վարման մեխանիզմում բեռնվածությունը փոքրացնելու նպատակով:

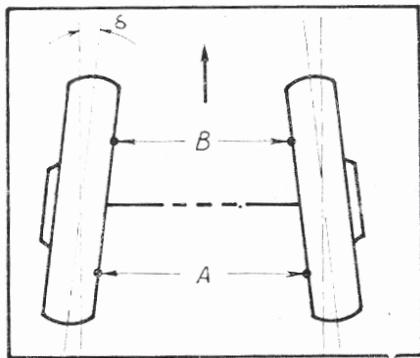
Սակայն թեքված անվի գլորումը ավելացնում է գլորման դիմադրությունը և անվադողերի մաշը. անիվը ձգտում է դարձ կատարել O կետի շուրջը: Դա կանխելու նպատակով անիվներին հորիզոնական մակերևութում տրվում է մոտվածքի անկյուն (δ , 59):

Յետագոտությունները ցույց են տվել, որ մոտվածքի δ անկյունը պետք է կազմի բացքի անկյան 15-20 տոկոսը: Անկյան փոքրության պատճառով մոտվածքը չափվում է միլիմետրով՝ որպես A և B հեռավորությունների տարբերություն:

Ուղղորդ անիվների բացքի (α) և մոտվածքի ($A - B$) անկյունների առկայությունն ապահովում է դրանց ուղղագիծ գլորումն առանց սահքի: Բացքի ամեն մի անկյանը (կարող է լինել նաև բացասական) համապատասխանում է մոտվածքի որոշակի անկյուն, որի դեպքում գլորման դիմադրությունը, վառելիքի ծախսը և դողերի մաշը հասնում են իրենց նվազագույն արժեքներին:



Նկ. 58. Առջևի անվի բացքի անկյունը:



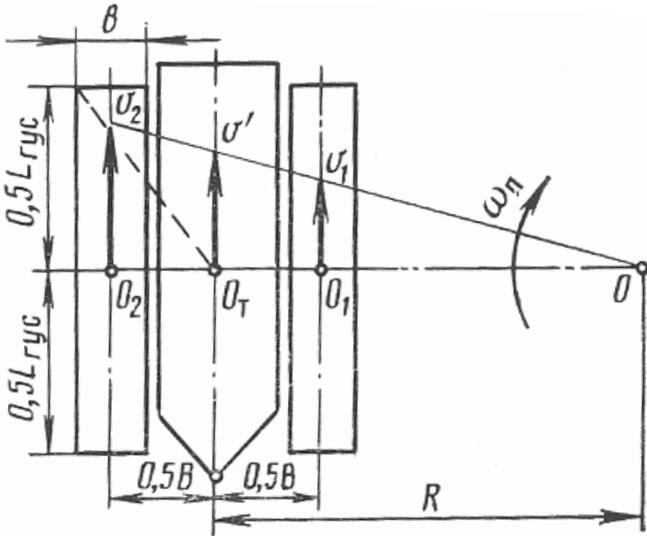
Նկ. 59. Առջևի անվի

Ստորև ներկայացված են ժամանակակից ավտոմոբիլների ուղղորդ անիվների անկյունների արժեքները՝

- սոնացցի երկայնական թեքություն, γ $0-5^\circ$
- սոնացցի լայնական թեքություն, β $0-8^\circ$
- բացքի անկյուն, α $0-1^\circ 15'$
- մոտվածքի անկյուն ($A - B$), մմ $1-2, 5-8$

8.6. ԹՐԹՈՒՐԱՎՈՐ ՏՐԱԿՏՈՐԻ ԴԱՐՁՆ

Դարձի կինեմատիկան: Ժամանակակից թրթուրավոր տրակտորները կահավորված են դարձի մեխանիզմով, որի հիմքում թրթուրների շարժման արագության կարգավորումն է: Նկար 60-ում ցույց է տրված դարձի O կենտրոնի շուրջը տրակտորի դարձի սխեման:



Նկ. 60. Թրթուրավոր տրակտորների դարձի սխեման:

Առանց կցորդի տրակտորը կատարում է հորիզոնական հարթության վրա դարձ հաստատուն արագությամբ: Այս դեպքում դարձի O կենտրոնը գտնվում է թրթուրների հենարանային հարթությանը տար-

ված ուղղահայացի վրա, իսկ թրթուրների պտտման կենտրոնները գտնվում են դրանց երկրաչափական O_1, O_2 կենտրոններում:

Թրթուրավոր տրակտորի դարձը բնութագրվում է անկյունային ω_n արագությամբ և դարձի R շառավղով, որը դարձի կենտրոնից մինչև տրակտորի համաչափության երկայնական առանցքը եղած հեռավորությունն է: Թրթուրների շարժումը կարելի է բաժանել երկու մասի՝ O_1, O_2 կենտրոնների շուրջը պտտական շարժում այն անկյունային արագությամբ, որով տրակտորը պտտվում է դարձի O կենտրոնի շուրջը, և ուղղագիծ համընթաց շարժում՝ V_1, V_2 արագություններով:

Թրթուրավոր տրակտորների դարձի մեխանիզմները լինում են երկու տիպի. առաջին՝ թրթուրների աստղանիվներին հզորությունը մեկ հոսքով առբերող, երկրորդ՝ այդ հզորությունը երկու հոսքով առբերող (համակցված):

Դարձի մեխանիզմներն ըստ կառուցվածքի լինում են ֆրիկցիոն և պլանետար-ֆրիկցիոն: Ֆրիկցիոն կոչվում են այն մեխանիզմները, որոնց դեպքում տանող աստղանիվներին հզորությունն առբերվում է ֆրիկցիոն կցորդիչների միջոցով, իսկ պլանետար-ֆրիկցիոն են պարզ և երկու դիֆերենցիալով, մի- և երկաստիճան պլանետար ու համակցված դարձի մեխանիզմները:

Ըստ կինեմատիկական առանձնահատկությունների՝ թրթուրավոր տրակտորների դարձի մեխանիզմները կարելի է բաժանել երեք խմբի՝

ա) դիֆերենցիալ (նկ. 61 ա), որոնց կիրառման դեպքում դարձի ժամանակ տրակտորի $V' = (V_2 + V_1)/2$ միջին արագությունը մնում է անփոփոխ՝ $V = V'$.

բ) դարձ կցորդիչով կամ միաստիճան պլանետար մեխանիզմով (նկ. 61 բ), որի դեպքում արագ ընթացող թրթուրի կիսասռնին տանող կամրջակի լիսեռի հետ պահպանում է նույն կինեմատիկական կապը, ինչ մինչև շրջադարձը, և այս դեպքում տրակտորի շարժման միջին արագությունը կլինի՝ $V_2 = V$.

գ) համակցված (նկ. 61 գ), որը նվազեցնում է տրակտորի թրթուրների համընթաց շարժման արագություններն այնպես, որ համընթաց շարժման արագությամբ պայմանական կետը, որը հավասար է մինչև շրջադարձը ուղղագիծ շարժման արագությանը, գտնվում է արագ ընթացող թրթուրից այն կողմ:

Ըստ նկար 60-ի՝ տեղապտույտի և սահքի բացակայության դեպքում տրակտորի թրթուրների համընթաց շարժման արագությունները կլինեն՝

$$V_2 = \omega_n (R + 0,5B), V_1 = \omega_n (R - 0,5B), \quad (202)$$

որտեղ B -ն թրթուրների միջև եղած հեռավորությունն է:

Հաշվի առնելով այն հանգամանքը, որ տեղապտույտի և սահքի բացակայության դեպքում թրթուրների համընթաց շարժման՝ V_1, V_2 արագությունները ուղիղ համեմատական են համապատասխան կիսա-սունիների n_1, n_2 պտուտաթվերին, (202) հավասարումից կունենանք՝

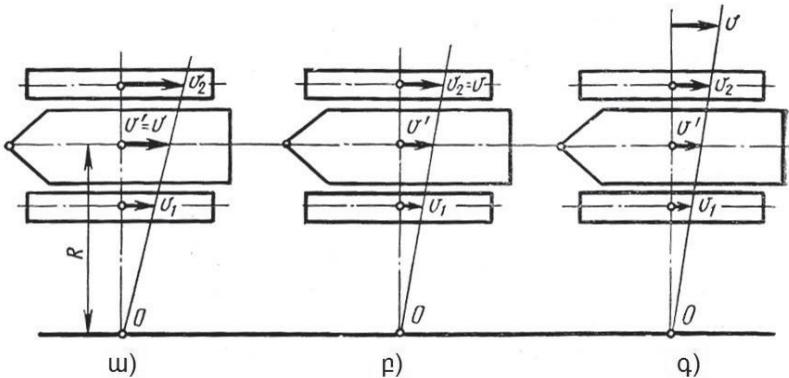
$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{n_2}{n_1} = (R + 0,5B) / (R - 0,5B),$$

որտեղից կորոշվի դարձի շառավիղը՝

$$R = 0,5B(V_2 + V_1) / (V_2 - V_1) = 0,5(n_2 + n_1) / (n_2 - n_1):$$

Դարձի հարաբերական շառավիղը կլինի՝

$$\rho = \frac{R}{B} = 0,5(n_2 + n_1) / (n_2 - n_1): \quad (203)$$



Նկ. 61. Թրթուրավոր տրակտորի դարձի կինեմատիկական բնութագիրը.

ա) դիֆերենցիալով, բ) դարձի ֆրիկցիոն կցորդիչով կամ միաստիճան պլանետար մեխանիզմով, գ) համակցված:

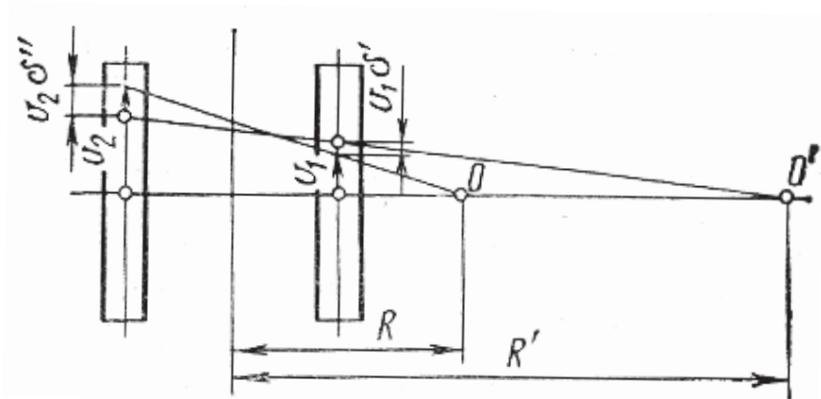
Իրականում թրթուրավոր տրակտորի դարձի ժամանակ V_2 արագությամբ ընթացող թրթուրը (առաջ ընկնող) միշտ տեղապտույտ է կատարում, իսկ V_1 արագությամբ ընթացող թրթուրը (հետ ընկնող) կարող է տեղապտույտ կատարել, եթե ստանում է մոմենտ, կամ սահել՝ արգելակման դեպքում, և դրա վրա ազդում է բացասական քարշիչ ուժը՝ պայմանավորված հողի ռեակցիայով: Թրթուրների տեղապտույտը (սահքը) հաշվի առնելով՝ դարձի շառավիղը կորոշվի հետևյալ արտահայտությամբ.

$$R' = 0,5B \frac{V_2(1 - \delta'') + V_1(1 - \delta')}{V_2(1 - \delta'') - V_1(1 - \delta')}, \quad (204)$$

որտեղ δ'' -ն, δ' -ն թրթուրների տեղապտույտի գործակիցներն են:

Թրթուրների տեղապտույտի ազդեցությունը թրթուրավոր տրակտորի դարձի շառավիղի վրա ցույց է տրված նկար 62-ում:

Ըստ սխեմայի՝ արագ ընթացող թրթուրի արագության նվազեցումը $V_2 \cdot \delta''$ -ով և դանդաղ ընթացող թրթուրի արագության աճը $V_1 \cdot \delta'$ -ով կմեծացնի դարձի շառավիղը, և $R' > R$: Փորձնական հետազոտություններով պարզվել է, որ կախված հողային պայմաններից և տրակտորի քարշիչ ուժից՝ կտրուկ շրջադարձերի դեպքում $R' = (1,4 - 1,8)R$:



Նկ. 62. Տրակտորի դարձի վրա տեղապտույտի ազդեցության սխեման:

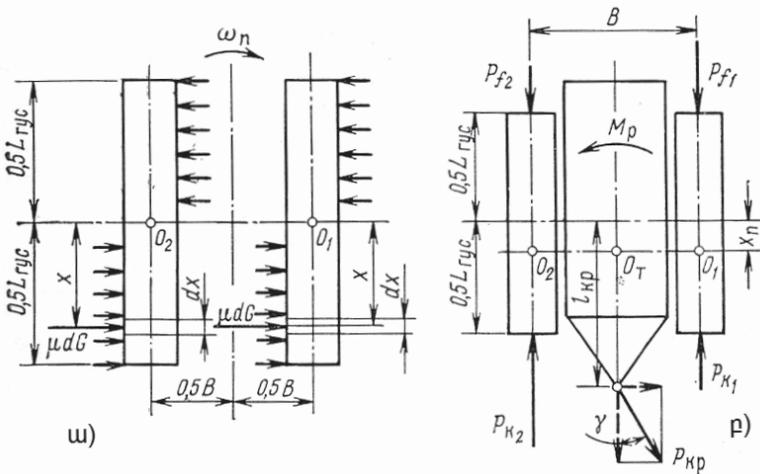
Դարձի դիմադրության մոմենտը: O_1, O_2 առանցքի շուրջը թրթուրների պտտման ժամանակ (նկ. 63 ա) թրթուրների ու ճանապարհի միջև առաջանում է շփման ուժ և այլ կողային հակազդումներ, որոնք դիմադրում են տրակտորի շրջադարձին: Դարձին դիմադրող մոմենտը որոշելու համար ընդունենք, որ դիմադրող շփման ուժերը թրթուրի հենարանային երկարությամբ բաշխվում են հավասարաչափ`

$$q = \frac{G}{2L_{on}} :$$

Երկու թրթուրների վրա պտտման առանցքով անցնող` O_1, O_2 առանցքից x հեռավորության վրա առանձնացնենք անվերջ փոքր dx հատվածը: Այդ հատվածի վրա գործող և հենարանային հարթությամբ փոխանցվող նորմալ ուժը կլինի`

$$dG = \frac{G}{2L_{on}} dx, \quad (205)$$

որտեղ G -ն տրակտորի ընդհանուր կշիռն է, L_{on} -ը` թրթուրի հենարանային երկարությունը:



Նկ. 63. Դարձի ժամանակ թրթուրավոր տրակտորի վրա ազդող ուժերի սխեման.

ա) առանց կցորդի, բ) կցորդով:

Իսկ դարձին դիմադրող տարրական ուժն այդ հատվածների վրա կլինի՝

$$d P_e = \mu \cdot dG = \frac{\mu G}{2L_{on}} dx, \quad (206)$$

որտեղ μ -ն դարձի դիմադրության բերված գործակիցն է, որը հաշվի է առնում ճանապարհի բոլոր կողային հակազդումները:

Քանի որ շարժմանը դիմադրող յուրաքանչյուր ուժ առաջ է բերում X բազուկով դարձին դիմադրող մոմենտ, ապա դարձին դիմադրող գումարային մոմենտը կլինի՝

$$M_e = \int_0^{L_{on}} \mu 0,5 G G x dx = 0,25 \mu G L_{on}: \quad (207)$$

Դարձին դիմադրող մոմենտի որոշման ժամանակ հաշվի չի առնվել թրթուրի լայնությունը:

Դարձի դիմադրության բերված գործակիցը՝ μ -ն, կախված է հողի ֆիզիկամեխանիկական հատկություններից, թրթուրների կառուցվածքից և հողում դրանց խրման մեծությունից, ինչպես նաև դարձի շառավղից, ընդ որում՝ որքան կտրուկ է դարձը, այնքան մեծ է μ -ն:

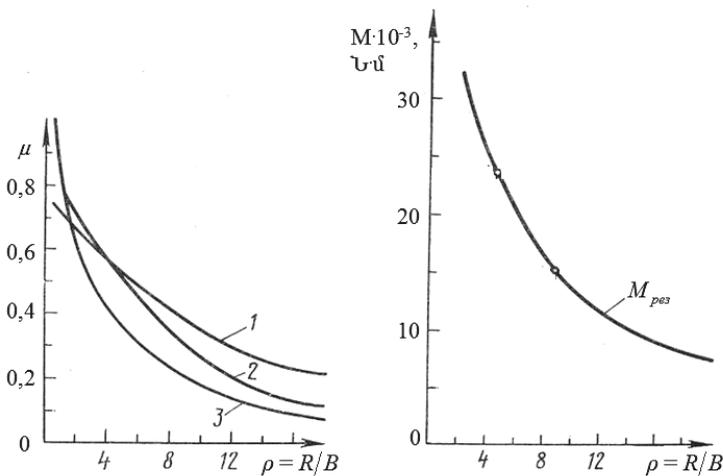
Փորձերի արդյունքում երեք դասի տրակտորների համար ստացված $\mu = f(\rho)$ կախվածությունից (նկ. 64 ա) հետևում է, որ դարձի հարաբերական շառավղի մեծացումը հանգեցնում է դարձի դիմադրության բերված գործակցի՝ μ -ի նվազման: Այսպես, ρ -ի աճը (0-ից 18) հանգեցնում է μ -ի նվազման 3-5 անգամ, իսկ կախված հողային պայմաններից՝ որքան փխրուն է հողը, այնքան փոքր է μ -ն:

Դարձի հարաբերական շառավղի աճը հանգեցնում է դարձի դիմադրության մոմենտի՝ M_{pe3} -ի նվազման, քանի որ նվազում է դարձի դիմադրության բերված գործակիցը՝ μ -ն:

Գործնական խնդիրներում թրթուրավոր տրակտորի դարձի շառավղից կախված՝ դիմադրության բերված գործակիցը որոշվում է հետևյալ բանաձևով.

$$\mu = \mu_{\max} [a + (1 - a)(\rho + 0,5)], \quad (208)$$

որտեղ μ_{\max} -ը տրված հողային պայմաններում μ -ի առավելագույն արժեքն է, երբ $R = 0,5B$, $a = 0,75 - 0,90$:



Նկ. 64. Թրթուրավոր տրակտորի դարձի ρ հարաբերական շառավղից կախված՝ ա) դարձի դիմադրության μ բերված գործակցի և բ) դարձի դիմադրության M գումարային մոմենտի փոփոխման բնութագրերը.

1-չնշակված հողերում, 2-խոտան հողերում, 3-վարելահողերում:

μ_{max} -ի արժեքներն ընտրվում են հետևյալ կերպ. պինդ ճանապարհների դեպքում՝ 0,7, փխրուն հողերի դեպքում՝ 1,0, խոնավ և սառցակալած ճանապարհներին՝ ավելի փոքր: Որքան պինդ է հողը, այնքան մեծ է a գործակիցը:

Դիտարկենք կցորդով ագրեգատավորված թրթուրավոր տրակտորի շրջադարձը տրակտորի վրա ազդող ուժերին ավելանում է P_{kp} ճարմանդային ուժը (նկ. 63 բ), որի արժեքը կախված չէ դարձի շառավղից, և այն տրակտորի երկայնական առանցքի նկատմամբ կազմում է γ անկյուն: Ճարմանդային ուժի երկայնական բաղադրիչի՝ $P_{kp} \cdot \cos \gamma$ -ի շնորհիվ տրակտորի ճնշման D կենտրոնը թրթուրների հեմարանային երկարության միջնուղղահայացից տեղափոխվում է հետ՝ մեծացնելով դրա հորիզոնական՝ x_D կոորդինատը: Թրթուրների՝ հեմարանային երկարությամբ ճնշման անհավասարաչափ բաշխման դեպ-

քում դարձի դիմադրության տարրական ուժը՝ μdG -ն, թրթուրի հենարանային երկարությամբ նույնպես բաշխվում է անհավասարաչափ: Քարշային ուժի լայնական դիմադրող բաղադրիչի՝ $P_{\kappa p} \cdot \sin \gamma$ -ի ուժից առաջանում են հողի կողային հակազդումներ, որոնց գումարը հավասարակշռում է քարշիչ ուժը:

Շրջադարձի ժամանակ թրթուրների վրա քարշիչ ուժի բաղադրիչների ազդեցությամբ թրթուրների պտտման կենտրոնը՝ O_T -ն, երկայնական ուղղությամբ տեղափոխվում է հետ: Համապատասխանաբար դարձի կենտրոններով՝ O_2, O_1 -ով անցնող առանցքը տեղափոխվում է թրթուրների հենարանային երկարության միջնուղղահայացից x_n չափով (նկ. 63 բ): Արդյունքում՝ դարձին դիմադրող մոմենտը նույնպես փոխվում է, և այն կարելի է հաշվի առնել ճշգրտող k գործակցով: (207) հավասարումը գրվում է հետևյալ տեսքով.

$$M_p = 0,25k\mu GL_{on} : \quad (209)$$

Դարձին դիմադրող M_{pez} գումարային մոմենտը հավասար կլինի M_p և $P_{\kappa p} \cdot \sin \gamma$ ուժով O_1O_2 առանցքի նկատմամբ առաջացած մոմենտների գումարին՝

$$M_{pez} = 0,25k\mu GL_{on} + P_{\kappa p} \cdot \sin \gamma (L_{\kappa p} - \alpha_n) : \quad (210)$$

Ճշգրտող k գործակցի արժեքը որոշելը դժվար է: Մի շարք հետազոտողների կարծիքով՝ այն փոքր է մեկից, սակայն աննշան չափով: Բավականին դժվար է որոշել նաև թրթուրների պտտման կենտրոնների շեղման՝ x_n մեծությունը: Փորձերը ցույց են տվել, որ ճարմանդային ուժով բեռնավորված տրակտորի աշխատանքի համար բնութագրական $R > 2B$ կորության շառավղով դարձերի դեպքում x_n -ն շատ փոքր մեծություն է և էական ազդեցություն չունի դարձին դիմադրող մոմենտի արժեքի վրա: Այդ պատճառով գործնական խնդիրներում (210) հավասարումը կարելի է կիրառել հետևյալ տեսքով.

$$M_{pez} = 0,25\mu GL_{on} + P_{\kappa p} \cdot \sin \gamma \cdot L_{\kappa p} : \quad (211)$$

Ճարմանդային ուժի՝ $P_{\kappa p}$ վեկտորի ազդեցության γ անկյունը կախված է գյուղատնտեսական մեքենայի կառուցվածքային չափերից, դրա՝ տրակտորին միանալու եղանակից, տրակտորի վրա մեքենայի կախման կետի դիրքից և դարձի շառավղից:

ԳԼՈՒԽ 9

ԱԿՏՈՍՈՒԲԼԻ ԵՎ ՏՐԱԿՏՈՐԻ ԱՆՑԱՆԵԼԻՈՒԹՅՈՒՆԸ

9.1. ՀԱՍԿԱՑՈՂՈՒԹՅՈՒՆ ԱԿՏՈՍՈՒԲԼԻ ԵՎ ՏՐԱԿՏՈՐԻ ԱՆՑԱՆԵԼԻՈՒԹՅԱՆ ՄԱՍԻՆ

Ինքնագնաց մեքենաների անցանելիությունը դրանց տեղաշարժման ունակությունն է վատ ճանապարհներին, ճանապարհազուրկ պայմաններում, գերխոնավ հողերում: Ընդ որում՝ նշված դեպքերում շարժումը դիտարկվում է պահանջվող քարշիչ ուժով, քարշային օգտակար գործողության մեծ գործակցով, առանց նվազեցնելու հողի բերրիությունը և աշխատանքի կատարման որակը:

Եթե ավտոմոբիլի (տրակտորի) անհիվները (թրթուրները) ընկղմվում են խոնավ հողի մեջ այնպես, որ շարժումը դառնում է անհնար, ապա ավտոմոբիլը (տրակտորը) «կորցնում է» անցանելիությունը վատ հենարային հատկությունների պատճառով, որոնք գնահատվում են շարժաբերով հողի վրա ճնշումով և դրա ընկղմման խորությամբ:

Եթե շարժմանը դիմադրող բերված ուժն այնպիսին է, որ ավտոմոբիլը (տրակտորը) չի կարող շարժվել և կատարել օգտակար աշխատանք, ապա այն կրկին «կորցնում է» անցանելիությունը քարշային և կցման վատ հատկանիշների պատճառով՝ գնահատված է շարժաբերի շոշափող քարշիչ ուժով:

Վերջապես եթե ավտոմոբիլի կամ տրակտորի կառուցվածքային չափերն այնպիսին են, որ չեն կարող հաղթահարել ճանապարհային արգելքները, ապա այն «կորցնում է» անցանելիությունն այդ անբավարար կառուցվածքային չափերի պատճառով, որոնք գնահատվում են գաբարիտային չափերով, տրանսմիսիայի ագրեգատների հարմադասմանը և շարժաբերի առանձնահատկություններով:

Բավարար անցանելիության դեպքում ավտոմոբիլը (տրակտորը) կարող է ընթացային մասով այնքան պնդացնել հողը, որ նվազի հողի բերրիությունը. ձևավորվում է անբավարար անցանելիության ագրոէկոլոգիական հատկանիշը:

Այսպիսով՝ անցանելիությունը ավտոմոբիլի կամ տրակտորի շահագործական որակն է, այն որոշվում է քարշային և կցման, հենարանային և ժամանակային, կառուցվածքային և ճանապարհային, նաև ագրոէկոլոգիական հատկանիշներով:

9.2. ԱՆՑԱՆԵԼԻՈՒԹՅԱՆ ՀԵՆԱՐԱՆԱՅԻՆ ԵՎ ԺԱՄԱՆԱԿԱՅԻՆ ՀԱՏԿԱՆԻՇՆԵՐԸ

Գերխոնավացված հանքային հողերում, ճահիճներում և ձյան վրա ավտոմոբիլների ու տրակտորների տեղաշարժվելու ունակությունը՝ անիվների և թրթուրների թուլատրելի հետքի խորությամբ և առաջադրված արագությամբ, բնութագրում է դրանց անցանելիության հենարանային և ժամանակային հատկանիշները:

Անիվների և թրթուրների հետքի խորությունը կախված է ավտոմոբիլի և տրակտորի կառուցվածքային առանձնահատկություններից, կատարվող աշխատանքների տեսակից: Այն պետք է համեմատել ճանապարհային բացակի հետ, որպեսզի գնահատվի դրանց անցանելիությունը: Հետքի խորությունը՝ h -ը, կախված է ընթացային մասով հողի վրա P_{cp} միջին և P_{max} առավելագույն ճնշումներից, դրանց ազդեցության ժամանակից՝ $T = L_{on} / V$, որտեղ L_{on} -ը թրթուրների կամ անիվների հենման մակերեսների երկարությունն է, V -ն՝ շարժման արագությունը:

Հետքի խորությունը որոշվում է Վ.Վ. Կացիգինի առաջարկած բանաձևով՝

$$h = \frac{P_0}{k} \operatorname{arcth} \frac{P_{max}}{P_0}, \quad (212)$$

որտեղ P_0 -ն տրված հիմքի վրա անվի կամ թրթուրի հենման հետքի մակերեսի կրող ունակությունն է, k -ն՝ հողի կամ գրունտի հատկությունների ցուցանիշը, P_{max} -ը՝ հենման հետքի վրա առավելագույն ճնշումը:

Ճահիճային, տորֆային գրունտների վրա հետքի խորության որոշման համար Վ.Ա. Սկոտնիկովի կողմից առաջարկվել է հետևյալ բանաձևը.

$$h = \frac{a}{1 - \varepsilon} \int_0^T \frac{\partial}{\partial t} \left(\int_0^H \sigma_{(z;t)} dz \right) dt, \quad (213)$$

որտեղ a -ն պնդացման գործակիցն է, ε -ն՝ ծակոտկենության գործակիցը, $\sigma_{(z;t)}$ -ն՝ նորմալ բեռնվածքի ազդեցությունից հետո Z խորության վրա t ժամանակ անց գրունտային զանգվածի կմախքի լարումը, T -ն՝ ընթացային մասի և գրունտի փոխազդեցության պարբերակա-

նությունը, H -ը՝ տորֆի (գրունտային զանգվածի) հաստությունը, Z -ը՝ գրունտում դիտարկվող կետի խորությունը՝ $0 \leq z \leq H$:

Եթե ընթացային մասով հողի հետ հպման հարթությունում ճնշումը հավասարաչափ է՝ $P = P_{cp} = const$, հետքի խորությունը որոշվում է պարզեցված բանաձևով՝

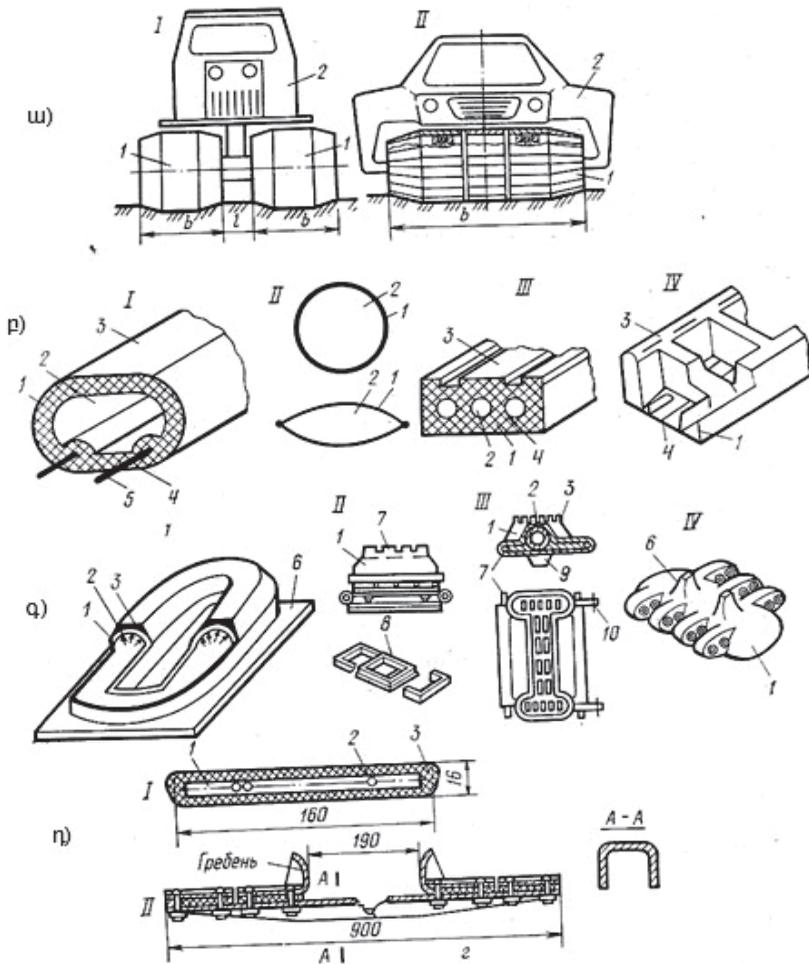
$$h = \frac{2P_{cp} \cdot H \cdot a}{1 + \varepsilon} \sum_1^n A, \quad (214)$$

որտեղ $A = [1 - \exp(-\mu_n a t / H^2) / \mu^2]$, $\mu_n = 0,5(2n - 1)n$, $a = K_\phi(1 - \varepsilon) / a$ -ն լարման՝ գրունտի կմախքին փոխանցման արագությունն է, K_ϕ -ն՝ հողում ջրի ֆիլտրման գործակիցը, $n=1,2,3,\dots$ -ը՝ գումարի անդամների այն քանակը, որը կապահովի անհրաժեշտ ճշտություն:

(212)-(214) արտահայտություններից հետևում է, որ անիվների կամ թրթուրների հետքի խորությունը կարելի է պակասեցնել գրունտի հետ դրանց հպման հետքում ճնշման նվազեցմամբ, հպման հետքի կրողունակության մեծացմամբ, ընթացային մասի և հողի փոխազդեցության պարբերականության նվազեցմամբ, թույլ հողերի հպման շերտի հաստության փոքրացմամբ: Հետքի խորությունը կախված է նաև հողի ֆիզիկամեխանիկական հատկություններից:

Ավտոմոբիլների և անվավոր տրակտորների ճնշումը հողի վրա նվազեցնելու նպատակով դողերը կրկնապատկում են, կիրառում են կամարային, լայնապրոֆիլ դողեր և կախված հողի տեսակից՝ ճնշման կարգավորումով հատուկ լայնացված պնևմազլանվակներ:

Թրթուրավոր տրակտորների հեմարանային հատկությունները բարելավող կառուցվածքային լուծումների օրինակները տրված են նկար 65-ում, որտեղ բարձր անցանելիության թրթուրավոր մեքենաներ են (I-սիմետրիկ, II- առանց ճանապարհային բացակի, 1-թրթուր, 2-իրան): Թրթուրավոր մեքենաների ընթացային մասով հողի վրա ճնշումը նվազեցնելու նպատակով մեծացնում են թրթուրի լայնությունը և երկարությունը, թրթուրները փոխարինում են առանց հողակապերի ռետինատրոսային ժապավենով, կիրառում են նաև տարբեր կառուցվածքով թրթուրներ՝ լայն և թեթև պնևմոտրակով, միախուց չընդհատվող պնևմոդողով, որն ունի թրթուրի տեսք և այլն: Ճահիճներում և ծյան վրա աշխատելու համար կիրառվում են առանց ճանապարհային բացակի գերլայն թրթուրներ, ինչպես նաև օդային բարձիկներով թրթուրներ:



Նկ. 65. Թրթուրավոր տրակտորների հենարանային հատկանիշների բարելավման կառուցվածքային լուծումների օրինակներ.

ա) բարձր անցանելիության թրթուրավոր մեքենաներ, բ) միաշերտ պնևմաթրթուրների սխեմաներ՝ I - միախուց տարայած, II-միախուց կլոր և լինգած, III- բազմախուց, IV -համակցված, գ) պնևմոտրակային թրթուրի սխեմաներ I -խողովակային պնևմոտրակով, II, III, IV -քանդովի պնևմոտրակներով, 1. ռետինակտրոդային թաղանթ, 2. ներքին խողովակ, 3. պրոտեկտոր կամ վերնաշերտ, 4. վազբուղի, 5. մետաղական պարան, 6. ժապավեն, 7. մատ, 8. շրջանակ, 9. սանրեր, 10. միացնող թաղանթ, դ) ռետինաճուղային անհողակալ թրթուրավոր ժապավենային խողովակներ I - ռետինաճուղային ժապավենի կտրվածքը, 1. խիտ գործված քառաշերտ ռետինից միջնաշերտ, 2. մետաղաճուղային, 3. ռետին, A-A . թրթուրի լայնական կտրվածքը:

9.3. ԱՆՑԱՆԵԼԻՈՒԹՅԱՆ ՔԱՐՇԱՅԻՆ ԵՎ ԿՑՄԱՆ ՀԱՏԿԱՆԻՇՆԵՐԸ

Դժվար երթևեկելի և վատ ծածկույթով ճանապարհներին ավտոմոբիլների և տրակտորների շահագործման համար անհրաժեշտ է մեծացնել P_k շոշափող քարշիչ ուժը և պահպանել դրանց քարշային ու կցման հատկանիշները: Շոշափող քարշիչ ուժի ավելացումը կհանգեցնի շարժաբերի օգտակար գործողության գործակցի մեծացման: Հաստատուն V արագությամբ, հորիզոնական ճանապարհով շարժվող անվավոր շարժաբերների համար քարշային օ.գ.գ-ն կորոշվի հետևյալ բանաձևով.

$$\eta_k = \frac{(P_k - P_f)V_g}{P_k \cdot V_T} = \frac{G_{\text{սի}} \varphi - (f + f_{\text{ryc}})G}{G_{\varphi} f} (1 - \delta):$$

$$\eta_k = \frac{\lambda_K \varphi - (f + f_{\text{ryc}})}{\lambda_K \varphi} (1 - \delta): \quad (215)$$

Թրթուրավոր շարժաբերի օ.գ.գ-ն որոշելու համար օգտվում ենք ստորև բերված բանաձևից՝

$$\eta_{\text{ryc}} = \frac{(P_0 - P_f)V_g}{P_0 \cdot V_T} = \frac{\varphi - f - f_{\text{ryc}}}{\varphi + f_M} (1 - \delta): \quad (216)$$

Նշված բանաձևերում P_k -ն շոշափող քարշիչ ուժն է, P_f -ն՝ գլորման դիմադրության ուժը, G_{φ} -ն և G -ն տրակտորի կամ ավտոմոբիլի կցման և լրիվ զանգվածներն են, φ -ը՝ կցման գործակիցը, λ_K -ն՝ տանող անիվների բեռնվածության գործակիցը, P_0 -ն՝ թրթուրի աստղանիվի վրա ազդող շրջագծային ուժը, f_M -ը՝ գլորման դիմադրության գործակցի այն բաղադրիչը, որը հաշվի է առնում թրթուրավոր շարժաբերում մեխանիկական կորուստները, f -ն և f_{ryc} -ը գլորման դիմադրության գործակցի բաղադրիչներն են, որոնք հաշվի են առնում հողի տրորումը և հիստերեզիսային կորուստները պնևմատիկում կամ թրթուրում:

(215) և (216) բանաձևերից հետևում է, որ տրակտորի և ավտոմոբիլի քարշարագային հատկանիշների բարձրացման համար գոյություն ունեն հետևյալ եղանակները.

- ավտոմոբիլի և տրակտորի կցման G_{cy} զանգվածի մեծացում մինչև լրիվ զանգվածը՝ G -ն, որը հնարավոր է, եթե դրանց բոլոր անիվները տանող են, ինչից հետևում է, որ երբ $\lambda_K=1$, ապա $G_{cy} = G$: Այս դեպքում շարժաբերի օ.գ.գ-ն կլինի՝

$$\eta_k = \frac{\varphi - (f - f_{zyc})}{\varphi} (1 - \delta) = \left(1 - \frac{f + f_{zyc}}{\varphi}\right) (1 - \delta), \quad (217)$$

որն ավելի մեծ է, քան (215) բանաձևով որոշված η_K -ն:

- Տեղապտույտի գործակցի՝ δ -ի նվազեցում մինչև $\delta = 0$: Այս դեպքում շարժաբերի օ.գ.գ-ն կլինի՝

$$\eta_k = 1 - \frac{f + f_{zyc}}{\varphi}, \quad (218)$$

այն (216) բանաձևով որոշված η_K -ից մեծ է:

- Գլորման դիմադրության ուժի (գործակցի) նվազեցում մինչև $f = 0$, այս դեպքում քարշային օ.գ.գ-ն կլինի՝ $\eta_k = 1$:

Դիտարկվող եղանակներից վերջին երկուսը գործնականում իրականացնել հնարավոր չէ, այստեղ, որպես օրինակներ, կարող են ուսումնասիրվել ընթացային մասի այն կառուցվածքային լուծումները, որոնք նպատակաուղղված են տեղապտույտի և գլորման դիմադրության գործակիցների նվազեցմանը:

9.4. ԱՆՑԱՆԵԼԻՈՒԹՅԱՆ ԿԱՌՈՒՑՎԱԾՔԱՅԻՆ ՃԱՆԱՊԱՐՅԱՅԻՆ ՀԱՏԿԱՆԻՇՆԵՐԸ

Թրթուրավոր շարժաբերի առջևի ու հետևի թրթուրների հանգույցների և հողի փոխազդեցության ժամանակների տարբերության պատճառով դրանք հողի մեջ ընկղմվում են տարբեր չափերով: Արդյունքում՝ մեքենան շարժման ժամանակ թեքվում է երկայնական առանցքի նկատմամբ: Փորձնական հետազոտություններով պարզվել է, որ թեքման անկյունը կարող է հասնել մինչև 10^0 և կախված է թրթուրի երկա-

րությունից, շարժման արագությունից, ճնշման էայուրի տեսքից և հողի ֆիզիկամեխանիկական հատկություններից: Այս երևույթի հետ կապված՝ որոշակի հետաքրքրություն է ներկայացնում թրթուրավոր ընթացային մասի ճանապարհային՝ $h_{\text{доп}}$ և փաստացի՝ $h_{\text{факт}}$ ճանապարհային բացակների որոշումը՝ կախված միջթրթուրային տարածքում տրանսմիսիայի ագրեգատների հարմարադասումից (նկ. 66):

Որոշենք $h_{\text{доп}}$ ճանապարհային բացակի նվազագույն արժեքը, որի դեպքում թրթուրավոր տրակտորը կանցնի ճանապարհային $h_{\text{бисм}}$ անհարթությունը հողի մեջ թրթուրի ընկղմվելու առավելագույն $h_{\text{земл}}$ մեծության դեպքում:

Դիտարկենք այն դեպքը, երբ $h_{\text{доп}} < h_{\text{земл}}$, այսինքն՝ տրանսմիսիայի որոշ A դետալներ, որոնցով պայմանավորված է ճանապարհային բացակը, ընկղմվում են հողի մեջ $h_{\text{огл}} = h_{\text{земл}} - h_{\text{доп}}$ չափով: Այս դեպքում աաջանում է բուլդոզերային երևույթ՝ հողի մակերեսի կտրում $L_{\text{огл}}$ երկարությամբ:

Կտրված գրունտը, կախված մեքենայի շարժումից, կարող է կուտակվել միջթրթուրային տարածքում և արգելակել մեքենայի շարժումը:

Բուլդոզերային երևույթը կարելի է կանխարգելել՝ տրանսմիսիայի մեքենամասերը նույն ճարմանդային բացակի՝ $h_{\text{доп}}$ -ի դեպքում տեղափոխելով շարժման ուղղությամբ դեպի առաջ՝ I դիրքով (նկ. 66 ա): Այս դեպքում փաստացի ճանապարհային բացակը՝ $h_{\text{факт}} > 0$: Հետևաբար՝ տրակտորի միջթրթուրային տարածքում գտնվող դետալները պետք է հարմարադասել այնպես, որ փաստացի ճանապարհային բացակը միշտ լինի դրական: Դրա համար այդ դետալները պետք է լինեն այն հարթությունից վերև, որն անցնում է միջթրթուրային տարածքի սահմանային n և k կետերով (նկ. 66 բ), որոնց միջև հեռավարությունը հավասար է թրթուրի $L_{\text{трс}}$ հենարանային երկարությանը:

Որոշենք գաբարիտային n և k կետերով անցնող հարթության տեսքը: Ընդունենք, որ ճանապարհին կարող են լինել $h_{6\text{bicm}}$ բարձրությամբ անհարթություններ, որոնց դեպքում n կետի կոորդինատը կարող է լինել՝ $h_{\text{HAR}} = 1,1 \cdot h_{\text{BICT}}$: Այս դեպքում k կետի կոորդինատը կլինի $h_{\text{HAR}} + h_{\text{3BIMAX}}$: Եթե գրունտի վրա թրթուրների ճնշման էայուրն ուղղանկյուն է, ապա թրթուրի հենման հարթության յուրաքանչյուր հանգույցի՝ հողի մեջ խրման չափը կլինի՝

$$h_{\text{361}} = \frac{2 P_{cp} \cdot H\alpha}{1 + \varepsilon} \cdot \sum_1^n A, \quad (219)$$

որտեղ P_{cp} -ն հողի վրա թրթուրի միջին ճնշումն է, $A = [1 - \exp(-\mu a t / H^2)] / \mu_n^2$, $\mu_n = 0,5(2n - 1)\pi$, $a = K_\phi(1 - \varepsilon) / \alpha$ -ն՝ լարումը հողին փոխանցելու արագության գործակիցը, K_ϕ -ն՝ հողում ջրի ֆիլտրման գործակիցը, α -ն՝ խտության գործակիցը, $n=1,2,3,\dots,60$ -ը՝ գունարի այն անդամների քանակը, որը կապահովի անհրաժեշտ ճշտությունը, ε -ն՝ գրունտի ծակոտկենության գործակիցը, H -ը՝ գրունտի հաստությունը:

Թրթուրի առաջին հանգույցի համար $t = 0$, $h_{\text{361}} = 0$: Վերջին (հետին) հանգույցի համար՝

$$t = T = \frac{L_{\text{cyc}}}{V},$$

որտեղ T -ն թրթուրի և հողի փոխազդեցության պարբերությունն է, V -ն՝ տրակտորի շարժման արագությունը:

$$h_{\text{361}} = h_{\text{36,max1}}:$$

Միջթրթուրային տարածքում գաբարիտային գծի Γ_1 երկարությունն այս դեպքում կլինի թրթուրի հենարանային ճյուղի h_{361} մտավածքի հայելային անդրադարձը (Նկ. 66 բ):

Յետին ընթացքով շարժվող թրթուրավոր տրակտորի մոտ փաստացի ճանապարհային բացակի արժեքը $h_{\text{գառն}} > 0$ պահպանելու համար միջթրթուրային տարածքում դասավորված մեքենամասերը չպետք է զբաղեցնեն n', k' կետերը միացնող գծից ցածր դիրք: Յետևաբար՝

թրթուրավոր ինքնագնաց մեքենայի անցանելիությունն ապահովելու համար ինչպես առաջ, այնպես էլ հետ շարժվելու դեպքում անհրաժեշտ է, որ միջթրթուրային տարածքում գտնվող մեքենամասերը դասավորված լինեն $k'mk$ գծից վերև: Ճանապարհային $h_{\text{доп1}}$ բացակը որոշվում է m_1 կետի դիրքով, որը գտնվում է տանող աստղանիվի առանցքից $I'_{\text{доп}}=0,5L_{\text{тс}}$ հեռավորության վրա: Ճանապարհային $h_{\text{доп}}$ բացակի թվային արժեքը կորոշվի $h_{\text{доп1}} = h_{\text{наз}} + h_{\text{зэл}}$ բանաձևով:

Գրունտի վրա թրթուրների ճնշման եռանկյունաձև էպյուրի դեպքում ճնշման կենտրոնի և գաբարիտային Γ_{II} կորի՝ դեպի հետ տեղափոխման մեծությունը կորոշվի հետևյալ բանաձևով.

$$h = \frac{\alpha}{1 - \varepsilon} \int_0^T \frac{\partial}{\partial t} \left(\int_0^H \sigma_{(z:t)} dz \right) dt, \quad (220)$$

որտեղ α -ն պնդացման գործակիցն է, $\sigma_{(z:t)}$ -ն՝ նորմալ ուժի ազդեցությունից t ժամանակ անց z խորության վրա հողի կմախքի լարումը, $0 \leq z \leq H$, մնացած նշանակումները համապատասխանում են (219) բանաձևի նշանակումներին:

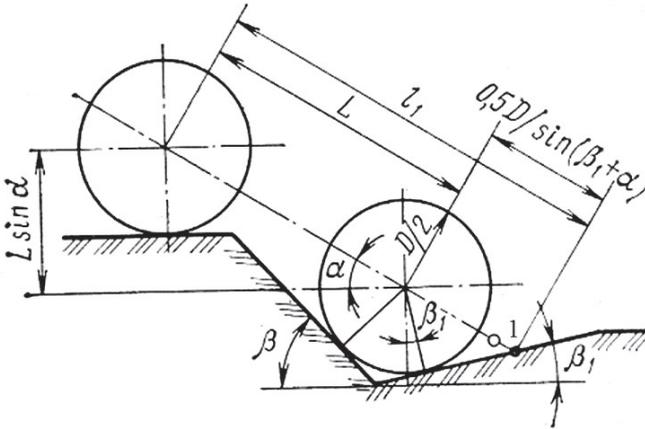
Առաջընթացի դեպքում թրթուրավոր մեքենայի անցանելիությունը կլինի բավարար, եթե միջթրթուրային տարածքում դետալները դասավորվեն Γ_{II} եզրագծով (նկ. 66 գ): Եթե ընդունենք, որ հետընթացի ժամանակ ճնշման կենտրոնի դիրքը չի փոխվում, ապա այս դեպքում գաբարիտային գիծը կընդունի $k'm..n'$ տեսքը:

Հետևաբար՝ առաջ և հետ շարժվելիս մեքենայի անցանելիությունը կլինի բավարար, եթե միջթրթուրային տարածքում մեքենամասերը դասավորված լինեն $k'm..k$ եզրագծով: Այս դեպքում կառուցվածքային ճանապարհային $h_{\text{доп}}$ բացակը կդասավորվի $m..$ կետի տակ՝ հետին աստղանիվից $L''_{\text{доп}} = 0,23L_{\text{сгс}}$ հեռավորության վրա:

Համանման ձևով կորոշվի Γ_{III} գաբարիտային գիծը (նկ. 66 դ) այն թրթուրավոր մեքենաների համար, որոնց թրթուրներն ունեն գրունտի վրա եռանկյուն բաշխման էպյուր, և ճնշման կենտրոնը տեղափոխված է ընթացքի ուղղությամբ: Այս դեպքում անցանելիության

գաբարիտային գիծը կլինի $k'm_k$, իսկ կառուցվածքային ճանապարհային բացակը՝ $h_{\text{допII}} = h_{\text{наз}} + h_{\text{збII}}$, գտնվում է m_{III} կետի տակ՝ թրթուրի հետին աստղանիվից $L_{\text{доп}}^{\text{III}} = L_{\text{зyc}} - l_{\text{доп}}$ հեռավորության վրա:

Անվավոր և թրթուրավոր մեքենաները կարող են կորցնել անցանելիությունը, եթե դրանց առջևում և հետևում գտնվող կառուցվածքային մասերը հենվեն արգելքների, երբ մեքենան անցնում է փոսերով, առուններով և այլ անհարթություններով (նկ. 67): Որպեսզի դա տեղի չունենա, անհրաժեշտ է մեքենայի դուրս եկող մասերի եզրային կետերը դասավորել որոշակի բարձրության և առջևի կամ հետևի կամրջակից առաջադրված երկայնական $l_1 - l$ հեռավորության վրա:

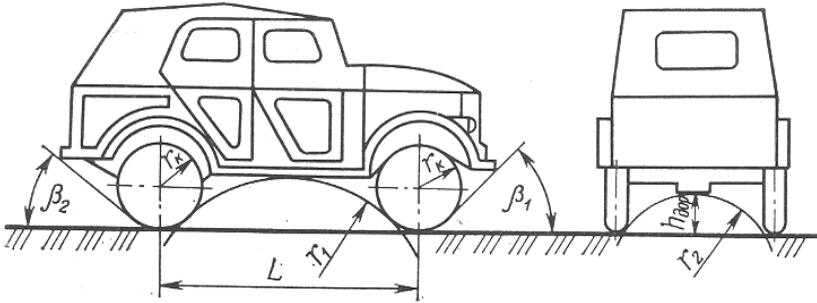


Նկ. 67. Արգելքի չափերի որոշման սխեման:

Ենթադրենք՝ մեքենայի առջևի դետալի եզրային կետը՝ 1-ը, գտնվում է անիվների երկայնական առանցքի բարձրության վրա: Այս դեպքում այդ կետի երկայնական կորորդիմատը կորոշվի հետևյալ արտահայտությամբ.

$$\frac{0,5D}{\sin(\beta_1 + \alpha)} \leq l_1 - l: \quad (221)$$

Սովորաբար անվավոր մեքենայի եզրային կետերի կորորդիմատները գնահատվում են β_1 մուտքի և β_2 ելքի անկյուններով (նկ. 68):

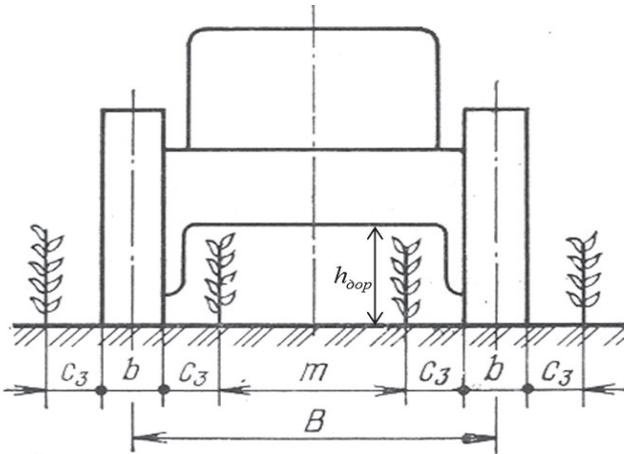


Նկ. 68. Անցանելիության կառուցվածքային չափերը:

Անվավոր ինքնագնաց մեքենաները կարող են կախվել անիվների միջև գտնվող արգելքից: Այս դեպքում անցանելիության գնահատման չափանիշը անցանելիության երկայնական r_1 և լայնական r_2 շառավիղներն են (Նկ. 68):

Եթե հայտնի է ճանապարհային $h_{\text{օօք}}$ բացակի մեծությունը, ապա երկայնական անցանելիության r_1 շառավիղը կարելի է որոշել հետևյալ արտահայտությամբ.

$$h_{\text{օօք}} \leq r_k + r_1 - 0,5\sqrt{(2\pi + 2r_1)^2 - L^2} : \quad (222)$$



Նկ. 69. Շարահերկ տրակտորի պաշտպանական գոտիները:

Համապիտանի շարահերկ տրակտորների անցանելիության կառուցվածքային պարամետրերն են՝

1. պաշտպանական գոտու c_3 լայնությունը (նկ. 69), որը որոշվում է $C_3 = (m - b) / 2$ բանաձևով, որտեղ b -ն անվի կամ թրթուրի լայնությունն է, m -ը՝ միջշարային հեռավորությունը:

2. կառուցվածքային ճանապարհային $h_{доп}$ բացակը միջթրթուրային կամ միջանվային տարածքում:

Բերված երկու չափանիշները կախված են մշակաբույսերի միջշարային m հեռավորությունից և անվահետքերի B հեռավորությունից, անվի (թրթուրի) լայնությունից և անվի (թրթուրավոր շարժաբերի) կառուցվածքային չափերից, որոնք, իրենց հերթին, ընտրվում են՝ կախված տրակտորի նշանակությունից և միջշարային մշակման ագրոտեխնիկական պահանջներից:

9.5. ԻՆՔՆԱԳԱՑ ՄԵՔԵՆԱՆԵՐԻ ԱԳՐՈՒԿՈՒՈՒԳԻԱԿԱՆ ՀԱՏԿԱՆԻՇՆԵՐԸ

Բույսերի մշակման համալիր մեքենայացման աշխատանքներում կիրառվող հիմնական գյուղատնտեսական և տրանսպորտային մեքենաները տրակտորներն ու ավտոմոբիլներն են: Դրանք ընթացային մասով պնդացնում են հողը՝ նվազեցնելով մշակաբույսերի բերքատվությունը: Ինքնագնաց մեքենաների ագրոտեխնիկական անվտանգությունը պայմանավորված է դրանց ընդհանուր զանգվածով: Այսպես, գյուղատնտեսական արտադրությունում լայն կիրառում ունեցող Կ-701 տրակտորն ունի 12,8 տ. ուժ շահագործական զանգված, իսկ ԿաՄԱԶ-5320 ավտոմոբիլը՝ 7,08 տ. ուժ սեփական զանգված:

Բույսերի մշակման մեքենայացված աշխատանքներում ինքնագնաց մեքենաները բազմիցս անցնում են դաշտով, արոյունքում՝ անվահետքերով (թրթուրի հետքերով) ծածկված մակերեսը կազմում է ընդհանուր մշակվող մակերեսի 50-200 %-ը, տուժում են հողի ստրուկտուրան, խոնավաթափանցելիությունը, խտությունն ավելանում է 1,1-1,2 անգամ, մեծանում է հողի հետագա մշակման դիմադրությունը և նվազում մշակաբույսերի բերրիությունը: Հողի վրա ինքնագնաց մեքենաների ընթացային մասով ճնշման հետևանքով փոխվում են հողի մասնիկների կառուցվածքային չափերը: 10 մմ-ից ավելի չափեր ունեցող մասնիկների քանակն ավելանում է 15-20 %-ով: Հողի ստրուկտուրայի այդ բացասական փոփոխությունը տարածվում է 30-60 սմ խորու-

թյամբ: Միևնույն ժամանակ հողի արտաքին շերտում կտրուկ աճում է հողի՝ մինչև 0,25 մմ չափեր ունեցող մասնիկների քանակը՝ նպաստելով դրանց փոշիացմանը:

Ինքնագնաց մեքենաների ընթացային մասով հողի պնդացումը նվազեցնելու նպատակով կիրառվում են ընդգրկման մեծ լայնությամբ բանող օրգաններ, համակցված մեքենատրակտորային ագրեգատներ, որոնք տանող մոնետո հաղորդելով գյուղատնտեսական մեքենաների բանող օրգանների անիվներին՝ կարող են մեծացնել մեքենայի քարշիչ ուժը՝ առանց ավելացնելու տրակտորի զանգվածը:

Անիվները և թրթուրները պնդացնում են հողը հատկապես վերին՝ մինչև 20 սմ խորությամբ բերրի շերտում: Ընդ որում՝ այդ շերտը պահպանվում է մինչև 3-4 տարի և ավելանում հետագա անցումների արդյունքում: Այսպես, ՄՏՁ, Տ-150կ և Կ-701 անվավոր տարկտորների մեկ անցումը հողի 0-10 սմ խորության վրա առաջացնում է խտացում 0,08-0,25 (նույնիսկ 0,35) գ/սմ³-ով, իսկ 15-30 սմ խորության վրա պնդացումն ավելանում է 0,02-0,04 գ/սմ³-ով:

Սովորաբար չմշակված հողի խտությունը 0-20 սմ խորության դեպքում 1-1,41 գ/սմ³ է, հետևաբար՝ մեքենայի մեկ անցումից հետո հողի վերին շերտերում խտությունն ավելանում է 6-20 %-ով:

Փորձնական հետազոտություններով հաստատվել է, որ հողի պնդացումը կախված է դրա կառուցվածքից և խտությունից: Որոշվել է նաև տարբեր մշակաբույսերի համար հողի լավարկված խտությունը: Օրինակ՝ հացահատիկային մշակաբույսերի մշակման համար խտության լավարկված արժեքը սևահողերում 1,2-1,3 գ/սմ³ է, իսկ շարահերկ մշակաբույսերի համար՝ 1,0-1,3 գ/սմ³:

Տրակտորների ընթացային մասով հողի պնդացման հետևանքով մեծանում է ոչ միայն խտությունը, այլ նաև կոշտությունը: Այսպես, ՄՏՁ, Տ-150կ, Կ-701 տրակտորների մեկ անցումից հետո մինչև 10 սմ խորության հողի կոշտությունն ավելանում է 1,8-5 անգամ: Հողի խտության մեծացման արդյունքում տուժում են նաև դրա կնձիկայնությունը, ֆիլտրացման հնարավորությունը: Հաստատված է, որ հողի խտության ավելացումը 1,06-1,17 գ/սմ³-ով նվազեցնում է ֆիլտրացման հնարավորությունը 30 %-ով, իսկ մինչև 1,34 գ/սմ³-ով ավելացումը՝ 20 անգամ:

Տրակտորների ընթացային մասով հողի պնդացումը հանգեցնում է նաև դրա կտրման դիմադրության մեծացման, հետագա մշակման էներգետիկական ծախսերի ավելացման, հողի խոնավաթափանցելիու-

թյան, օդաթափանցելիության նվազման, մշակաբույսերի արմատական համակարգի աճի կենսատարածքի փոքրացման և բերքատվության անկման: Համաձայն պրոֆեսոր Ա.Մ.Եսոյանի հետազոտությունների՝ ՄՏՁ-80 տրակտորով մեկ անցման դեպքում անվահետքերում զարու բերքատվությունը նվազում է մոտ 3, իսկ հինգ անցումների արդյունքում՝ 15 %-ով: Մի շարք այլ հետազոտություններ վկայում են, որ հացահատիկային մշակաբույսերի բերքատվությունը անվահետքերում միջցանքային մշակումների դեպքում նվազում է մինչև 15 %, իսկ հետցանքային մշակումների դեպքում՝ 18-47 %-ով:

Ակնհայտ է, որ ինքնագնաց մեքենաների՝ ընթացային մասով հողի վրա մեխանիկական ազդեցությունը հանգեցնում է հողի ագրոֆիզիկական և կենսաբանական պայմանների փոփոխման, որով էլ բնութագրվում և գնահատվում է մշակաբույսերի բերքատվությունը:

Կա ընթացային մասով հողի պնդացման և մշակաբույսերի բերքատվության կորստի նվազեցման երկու հիմնական եղանակ՝ ա) անվահետքերի հաստատուն հեռավորություն ունեցող ինքնագնաց մեքենաների շահագործում, բ) ընթացային մասով հողի պնդացման նվազեցում: Հնարավոր է նաև նշված եղանակների համատեղ կիրառումը:

Անվահետքերի հաստատուն հեռավորությամբ մեքենաների գործածության արդյունավետությունը բարձր է, եթե ագրեգատի ընդգրկման լայնությունը 8-13 մ է, իսկ անվահետքի լայնությունը՝ 0,5 մ: Այս դեպքում բերքատվության նվազումը համարժեք է մշակվող դաշտում ինքնագնաց մեքենաների անվահետքերի մակերեսին, և հացահատիկային մշակաբույսերի մշակման ժամանակ այն չի գերազանցում 4,0-5,5 %-ը, իսկ խոտի մշակման դեպքում՝ 2-3 %-ը:

Հաստատուն անվահետքերով երկհետք մեքենաներ կիրառելիս, երբ անվահետքի լայնությունը 0,5 մ է, ընդգրկման լայնությունն էլ փոփոխվում է 8-42 մ սահմաններում, բերքի կորուստը կրկնակի մեծանում է: Եթե կիրառվում է տարբեր ընդգրկման լայնությամբ և անվահետքերով մեքենաների համակարգ, ապա նույնիսկ համատարած ցանքի դեպքում կորուստները կազմում են 18-47 %:

Այսպիսով՝ ժամանակակից տրակտորները պետք է ունենան կամ ըրջային սխեմայով գյուղմեքենաների հետ ագրեգատավորվելու սարքեր, առաջադրված ընդգրկման լայնությամբ համապատասխան, պահանջվող արտադրողականությունն ապահովող ընթացային մաս, լինեն բավարար էներգահագեցված՝ գյուղատնտեսական մեքենաների բանող օրգանները շարժաբերելու և շարժման կառավարումն ավտոմատացնելու համար:

ԳԼՈՒԽ 10

ԱԿՏՈՍՈՐԻԼԻ, ՏՐԱԿՏՈՐԻ ԷՐԳՈՆՈՄԻԿԱԿԱՆ ՅԱՏԿԱՆԻՇՆԵՐԸ ԵՎ ԸՆԹԱՑՔԻ ՍԱՀՈՒՆՈՒԹՅՈՒՆ

10.1. ԷՐԳՈՆՈՄԻԿԱԿԱՆ ՅԱՏԿԱՆԻՇՆԵՐԻ ԳՆԱՀԱՏՄԱՆ ՉԱՓԱՆԻՇՆԵՐԸ

Ավտոմոբիլների և տրակտորների շահագործման արդյունավետությունը, արտադրողականությունը մեծապես կախված են վարորդի աշխատանքային պայմաններից՝ հարմարավետությունից, միկրոկլիմայից, աղմուկից, վիբրացիայից, թափքում օդի աղտոտումից, ինչպես նաև մեքենայի աշխատանքի պայմաններին և ռեժիմներին վերաբերող այն տեղեկություններից, որոնք վարորդը պետք է ընկալի, վերլուծի՝ կայացնելու համար ճիշտ որոշումներ և իրականացնելու ղեկավարման գործողություններ: Շարժման արագության ավելացմանը զուգընթաց թվարկված բացասական երևույթները (աղմուկ, վիբրացիա, աղտոտում և այլն) խորանում են, իսկ ժամանակի ընթացքում տեղեկատվության հոսքի ավելացումը կարող է հոգնեցնել վարորդին:

Արտադրական միջավայրի կոնկրետ պայմաններում մարդու և մեքենայի փոխազդեցության գործընթացների օրինաչափությունների ուսումնասիրությամբ զբաղվում է էրգոնոմիկան՝ իբրև գիտություն, որի նպատակն է տեխնիկական լուծումների՝ տնտեսապես հիմնավորված մեթոդների և օպերատորական գործունեության միջոցների հիմնավորման, դրանց ներդրման արդյունքներով լավարկել վարորդի աշխատանքային գործունեությունը: Այդ նպատակին հասնելու համար անհրաժեշտ է սկզբում ուսումնասիրել օպերատորական գործունեության ձևավորման գործոնները, մարդու անտրոպոմետրիկ, ֆիզիոլոգիական, հոգեբանական հատկանիշների և մեքենայի կառուցվածքային առանձնահատկությունների փոխադարձ կապը, առանձին գործողությունների և աշխատանքների ընթացքում վարորդի ֆունկցիոնալ խնդիրները՝ հաշվի առնելով արտադրական միջավայրի գործոնները: Այնուհետև դրա հիման վրա անհրաժեշտ է մշակել մեթոդիկա և ընտրել պարամետրեր՝ օպերատորական գործունեության միջոցների, պայմանների էրգոնոմիկական գնահատման համար: Էրգոնոմիկական պահանջներն արտահայտվում են մարդու և մեքենայի փոխազդեցությունը

բնութագրող ցուցանիշներով, երբ լուծվում են ֆունկցիոնալ խնդիրներ: Էրգոնոմիկական ցուցանիշները լինում են՝

- ամտրոպոմետրիկ՝ մարմնի չափերը, ձևը, զանգվածի բաշխումը,

- ֆիզիոլոգիական՝ ուժային, արագության և էներգետիկ հնարավորությունները,

- հոգեֆիզիոլոգիական՝ տեսնելու, լսելու, համի հատկանիշները,

- հոգեբանական՝ տեղեկատվության ընկալումն ու վերլուծումը,

- հիգիենիկ՝ կապված արտադրական միջավայրի վնասակար ազդեցությունից մարդու պաշտպանության հետ:

Էրգոնոմիկական չափանիշները կարող են արտահայտվել ֆիզիկական (Ն.մ, աստիճան և այլն) և հարաբերական (բալ, միավոր, մաս) միավորներով: Ընտրված էրգոնոմիկական պարամետրեր ունեցող տեխնիկական փաստաթղթերով ձևավորվում են էրգոնոմիկական պահանջները: Էրգոնոմիկական ցուցանիշների միջոցով նախագծվող և արտադրվող մեքենաները համեմատվում են բազային (էտալոնային) մեքենայի հետ:

Ըստ տրակտորիստի գործունեության՝ սահմանված են գյուղատնտեսական նշանակության տրակտորների որակի համալիր էրգոնոմիկական չափանիշները (Նկ. 70):

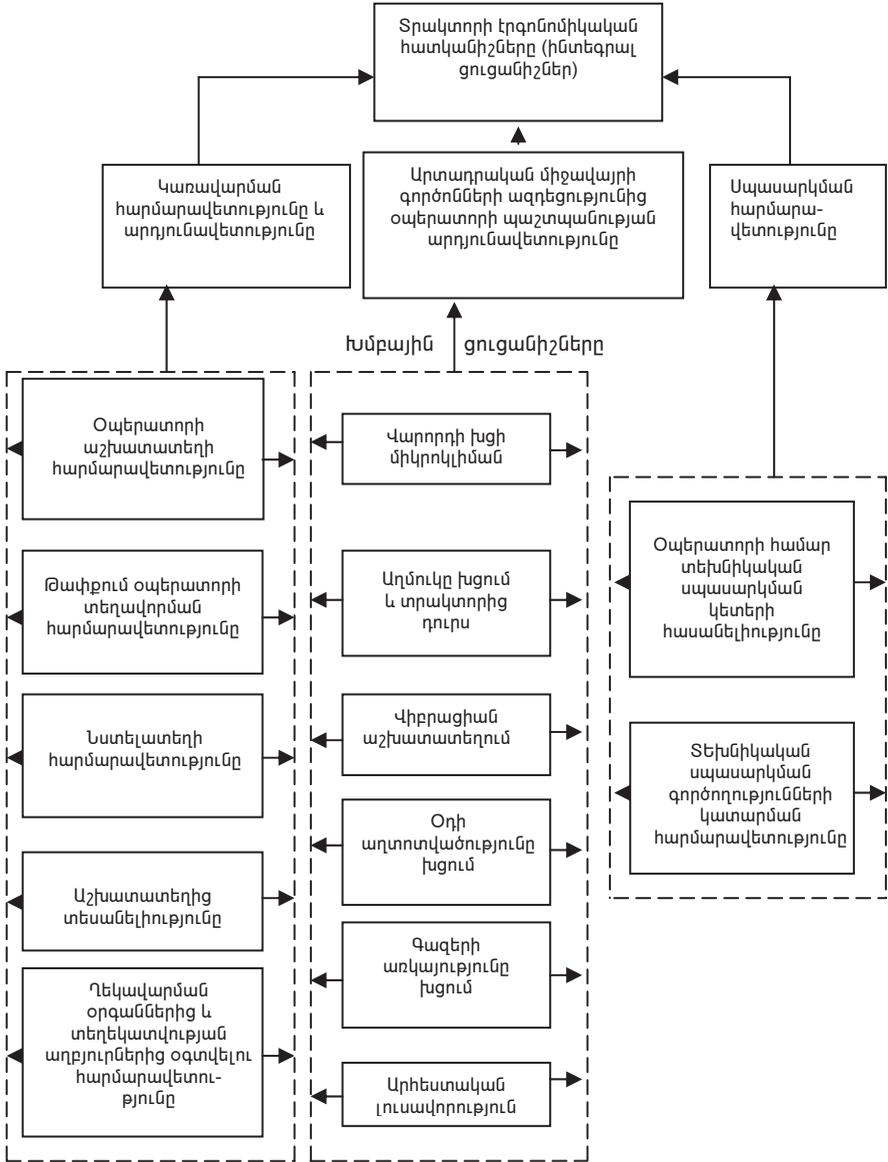
Գյուղատնտեսական տրակտորների էրգոնոմիկայի ինտեգրալ չափանիշն ամբողջությամբ բնութագրում է դրանց որակը, որն էլ, իր հերթին, գնահատվում է հետևյալ ցուցանիշներով.

- ղեկավարման հարմարավետություն և արդյունավետություն,

- արտադրական միջավայրի ազդեցությունից օպերատորի պաշտպանության արդյունավետություն,

- սպասարկման հարմարավետություն:

Էրգոնոմիկական պահանջները մշակվում են տրակտորի այն տարրերի համար, որոնց օպերատորն առնչվում է աշխատանքի ժամանակ: Դրանք են օպերատորի աշխատատեղը, տրակտորի սարքավորումները, որոնց օգնությամբ իրականացվում է շարժման և աշխատանքային օրգանների կառավարումը, տեխնիկական սպասարկման ու նորոգման համար պահանջվող սարքավորումները և այլն:



Նկ. 70. Գյուղատնտեսական տրակտորների որակի համակողմանի էրգոնոմիկական ցուցանիշները:

10.2. ՃԱՆԱՊԱՐՅՆԵՐԻ ԱՆՀԱՐԹՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ԲՆՈՒԹԱԳԻՐԸ

Տրակտորների և ավտոմոբիլների շարժման ժամանակ ցածր հաճախությամբ տատանումների հիմնական պատճառը ճանապարհի անհարթություններն են, որոնք ունեն պատահական բնույթ: Տրակտորի տատանումների վրա համեմատաբար քիչ է ազդում քարշային դիմադրությունը: Նույնիսկ իրարից հավասարաիեռ միջշարային ակոսներով անհարթությունները չունեն հաստատուն երկրաչափական պարամետրեր, որի պատճառը առանձին տեղամասերում հողի տարբեր ֆիզիկամեխանիկական հատկություններն են, շարժման արագությունների անհավասարաչափությունը և ընթացային մասի ու հողի փոխազդեցությունը: Հաստատուն բնութագիր չունեն նաև գրունտային ճանապարհները և խոպանը, որոնց միկրոպրոֆիլն առաջանում է պատահական գործոնների ազդեցությամբ:

Ճանապարհի տեղամասը, որով շարժվում է մեքենան, կարող է ունենալ երկրաչափական պարամետրերով իրար հաջորդող անհարթություններ: Այս դեպքում ճանապարհի երկայնական պրոֆիլը պետք է դիտարկել որպես հավանական, իսկ մեքենայի շարժումը՝ որպես մասնավոր հավանական պրոցես: Բացի պատահական և պարբերական տարատեսակներից՝ անհրաժեշտ է դիտարկել նաև մեքենայի շարժումը մեկ փոսի կամ անհարթության դեպքում:

Տրակտորների և ավտոմոբիլների վրա ճանապարհի անհարթությունների ազդեցության գնահատման համար կիրառվում են պատահական մեծությունների տեսության հավանական մեթոդները, անհրաժեշտ են ճշգրիտ տեղեկություններ ճանապարհի միկրոպրոֆիլի վերաբերյալ: Ռևստի անցած ճանապարհից կախված՝ որոշվում է անհարթության բարձրությունների փոփոխումը:

Ուսումնասիրությունները ցույց են տվել, որ մեկ անհարթությունը բավարար ճշտությամբ կարելի է որոշել սինուսոիդային կորի տեսքով հետևյալ բանաձևով.

$$q = q_0 \sin\left(\frac{2\pi l}{l_0}\right), \quad 0 \leq l \leq l_0, \quad (223)$$

որտեղ q_0 -ն անհարթության բարձրությունն է, l_0 -ն՝ անհարթության երկարությունը:

Կրկնվող անհարթությունները կարելի է ներկայացնել առանձին-առանձին: Մեկ պարբերական անհարթությունը նպատակահարմար է ներկայացնել t ժամանակից կախված ֆունկցիայի տեսքով՝ $l = V \cdot t$, որտեղ V -ն շարժման արագությունն է:

Այս դեպքում մեկ անհարթության համար կունենանք՝

$$q = q_0 \cdot \sin v \cdot t, \quad 0 \leq t \leq 2\pi/v,$$

իսկ պարբերական անհարթությունների համար՝

$$q = q_0 \cdot \sin v \cdot t, \quad 0 \leq t \leq \infty,$$

որտեղ $v = 2\pi/l_0$:

Կամայական միկրոպրոֆիլը կարելի է դիտարկել որպես պատահական ֆունկցիա: Եթե ընդունենք, որ այդ պատահական ֆունկցիան էրգոդիկ և ստացիոնար է, ապա այդպիսի միկրոպրոֆիլի անալիտիկ բնութագիրն ավելի պարզ է դառնում:

Անհարթությունների ստացիոնար պատահական ֆունկցիայի հիմնական բնութագրերն են կոռելյացիոն ֆունկցիան և սպեկտրային խտությունը (եներգետիկ սպեկտր): Շարժման յուրաքանչյուր ռեժիմի համար կոռելյացիոն ֆունկցիան որոշվում է գրունտի միկրոպրոֆիլով: Այդ ֆունկցիան ստացիոնար պատահական պրոցեսի ժամանակից կախված հիմնական ստատիկ բնութագիրն է և արտացոլում է ազդեցության բոլոր հիմնական կողմերը, գրունտի միկրոպրոֆիլի անհարթությունների բնույթը և տրակտորի շարժման արագությունը:

Կոռելյացիոն ֆունկցիան բնութագրում է պատահական ֆունկցիայի երկու՝ ժամանակով տարբեր օրդինատների միջև կապը: Անընդհատ պատահական ֆունկցիայի կոռելյացիոն ֆունկցիան ունի հետևյալ տեսքը.

$$R(\tau) = \frac{1}{2T} \int_{-T}^T [H(t) - M(H)][H(t + \tau) - M(H)] dt, \quad (224)$$

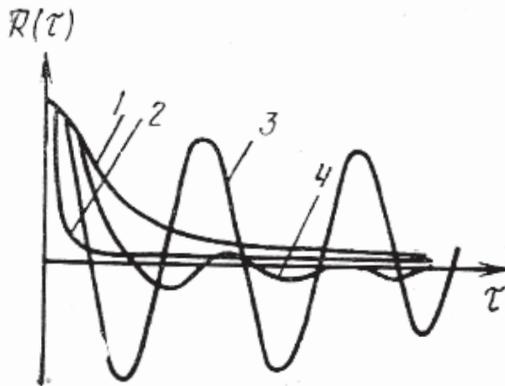
որտեղ $2T$ -ն l երկարությամբ տեղամասում V արագությամբ շարժվող տրակտորի դիտարկման ինտերվալն է, $H(t)$ -ն՝ պատահական մեծությունը, $M(H)$ -ը՝ մաթեմատիկական սպասումը, τ -ն՝ պատահա-

կան ֆունկցիայի օրդինատների դիտարկման ժամանակների տարբերությունը, t -ն՝ ժամանակի ընթացիկ արժեքը, $t = \frac{l}{v}$:

(224) արտահայտությունից հետևում է, որ զրոյական տեղափոխության ($\tau = 0$) և դիտարկման $2T$ վերջնական ինտերվալի համար կոռելյացիոն ֆունկցիան կլինի հավասար անհարթության օրդինատի դիսպերսիային, այսինքն՝ $R(0) = D(H)$:

Երբ $\tau > 0$, օրդինատի փոքր արժեքների դեպքում $H(t)$ և $H(t + \tau)$ մեծությունները քիչ են տարբերվում իրարից: Երբ $\tau = 0$, այդ մեծությունների կախվածությունը թույլ է արտահայտվում, և կոռելյացիոն ֆունկցիայի արժեքը պետք է փոքրանա: Այդ պատճառով էլ ճիշտ է $R(0) \geq R(\tau)$ անհավասարությունը:

Եթե կոռելյացիոն ֆունկցիան ունի նկար 71-ի տեսքը, ապա այն բնութագրում է առանց հարմոնիկ բաղադրիչների պատահական ֆունկցիան:

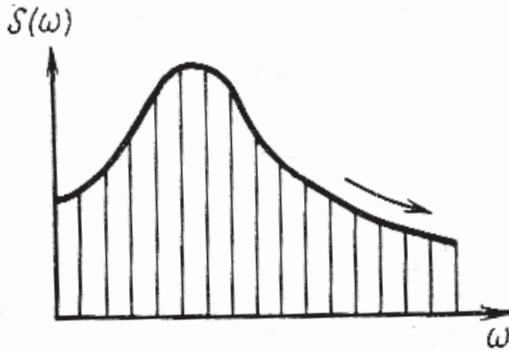


Նկ. 71. Գրունտի պատահական միկրոպրոֆիլի կոռելյացիոն ֆունկցիաները:

Նկարում բերված 2-րդ կորով բնութագիրը չունի հարմոնիկ բաղադրիչ, սակայն պրոցեսի պատահականության աստիճանն էապես բարձր է: 3-րդ և 4-րդ կորերը բնութագրում են պրոցեսներ, որոնցում ակնհայտ է հարմոնիկ բաղադրիչը, ընդ որում՝ 3-րդը բնութագրում է

փոքր պատահականությամբ և մեծ պարբերականությամբ պրոցես, իսկ 4-րդը՝ պատահական և պարբերական պրոցես:

Գործնականում պատահական պրոցեսների նկարագրման համար, բացի կոռելյացիոն ֆունկցիայից, լայն կիրառում ունեն նաև սպեկտրային բնութագրերը, մասնավորապես՝ սպեկտրային խտությունը: Վերջինս՝ $S(\omega)$ -ն, բնութագրում է տրված պատահական ֆունկցիայի հաճախականության անընդհատ սպեկտրը: Այսպես, եթե սպեկտրային խտությունն ունի մեկ կտրուկ արտահայտված առավելագույն (նկ. 72), ապա տրված պատահական ֆունկցիան պարունակում է ֆունկցիայի առավելագույնին համապատասխան հիմնական հաճախություններ: Եթե կորը զոգավոր է, ապա ֆունկցիան պարունակում է հաճախությունների մոտավորապես ամբողջ սպեկտրը:



Նկ.72. Գրունտի պատահական միկրոպրոֆիլի սպեկտրային խտությունը:

Կոռելյացիոն ֆունկցիայի հակադարձ ֆունկցիան ունի հետևյալ տեսքը.

$$S(\omega) = 2 \int_0^{\infty} R(\tau) \cos \omega \tau d\tau, \quad (225)$$

որտեղ ω -ն պրոցեսի հաճախությունն է:

Կարելի է ստանալ սպեկտրային խտությունից կախված կոռելյացիոն ֆունկցիայի կախվածությունը՝

$$R(\tau) = \frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} S(\omega) \cos \omega \tau d\omega : \quad (226)$$

Երբ $\tau = 0$, կունենանք՝

$$R(0) = \frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} S(\omega) d\omega :$$

Եթե հայտնի կոռելյացիոն ֆունկցիան տրված է նկար 72-ի տեսքով, ապա կարելի է ընտրել այդ ֆունկցիային բավարարող անալիտիկ արտահայտություն հետևյալ տեսքով.

$$R(\tau) = R(0)(A_1 e^{-\alpha_1 \tau} \cos \beta_1 \tau + A_2 e^{-\alpha_2 \tau}), \quad (227)$$

որտեղ $R(0)$ -ն անհարթության բարձրությունն է, որը հավասար է միջին քառակուսային բարձրությունների քառակուսուն, $\alpha_1, \alpha_2, \beta_1, A_1, A_2$ -ն չորոշված գործակիցներ են, $A_1 + A_2 = 1$:

Անհարթությունների ֆունկցիայի մշակման ժամանակ կարելի է որոշել այնպիսի $\alpha_1, \alpha_2, \beta_1, A_1, A_2$ գործակիցների արժեքներ, որոնցով (227) անալիտիկ արտահայտությամբ կարելի է ստանալ տրված կոռելյացիոն ֆունկցիան բավարար ճշտությամբ: Ընդ որում՝ չորոշված գործակիցների թվային արժեքները կարելի է որոշել մոտարկման տեսության որևէ մեթոդով:

(227) անալիտիկ արտահայտությամբ բնութագրվող ֆունկցիայի սպեկտրային խտությունը կունենա հետևյալ տեսքը.

$$S(\omega) = 2R(0) \left[A_1 \frac{\alpha_1(\omega^2 + \alpha_1^2 + \beta_1^2)}{\omega^4 - 2(\beta_1^2 - \alpha_1^2) \cdot \omega^2 + (\alpha_1^2 + \beta_1^2)^2} + A_2 \frac{\alpha_2}{\omega^2 - \alpha_2^2} \right] : \quad (228)$$

Վ.Վ. Գուսկովը սահմանել է ճանապարհի անհարթությունների սպեկտրային խտության կախվածությունը շարժման արագություններից՝

$$S(\omega, V_2) = (V_1/V_2) \cdot S(\omega_{npus} \cdot V_1),$$

որտեղ V_1 -ը, V_2 -ը շարժման արագություններն են, ω_{npus} -ը՝ բերված հաճախությունը:

Սպեկտրային խտության բնույթը կախված չէ շարժման արագությունից, իսկ դրա արժեքը և բերված $\mathcal{O}_{n\rho u}$ հաճախությունը, կախված արագությունից, փոփոխվում են V_1/V_2 անգամ: Նկար 73-ում պատկերված է վարի անհարթության սպեկտրային խտության բնութագիրը $V=1$ մ/վ արագության դեպքում: Տարբեր արագությունների դեպքում սպեկտրային խտությունների գրաֆիկները ստանալու համար անհրաժեշտ են համապատասխան մասշտաբներ: (227) և (228) արտահայտություններում բերված α, β գործակիցները կախված են շարժման արագություններից, իսկ A_1, A_2 և $R(0)$ մեծությունները՝ ոչ: Եթե $\alpha(V_1), \beta(V_1)$ կախվածություններում α -ն, β -ն համապատասխանում են V_1 արագությանը, ապա V_2 արագության դեպքում $\alpha(V_2) = \left(\frac{V_2}{V_1}\right) \cdot \alpha(V_1)$, $\beta(V_2) = \left(\frac{V_2}{V_1}\right) \cdot \beta(V_1)$: Չետևաբար՝ բավարար է ունենալ սպեկտրային խտությունը մեկ արագության համար, որպեսզի այն որոշվի նաև այլ արագությունների համար: Սովորաբար α և β գործակիցները տրվում են $V=1$ մ/վ արագության համար: Ցանկացած այլ արագության համար այդ գործակիցները որոշվում են $\alpha(V) = V \cdot \alpha$ և $\beta(V) = V \cdot \beta$ բանաձևերով:

Չաշվարկենք միջին n -րդ գյուղատնտեսական ագրոֆոնի սպեկտրային խտությունը, եթե հայտնի են աշխատանքի հարաբերական ժամանակը՝ γ_n -ն, շարժման միջին արագությունը՝ V_n -ն, սպեկտրային խտությունը՝ S_n -ն: Այս դեպքում միջին վիճակագրական ֆոնում աշխատելու միջին արագությունը կլինի՝

$$V = \sum_1^n \gamma_n \cdot V_n :$$

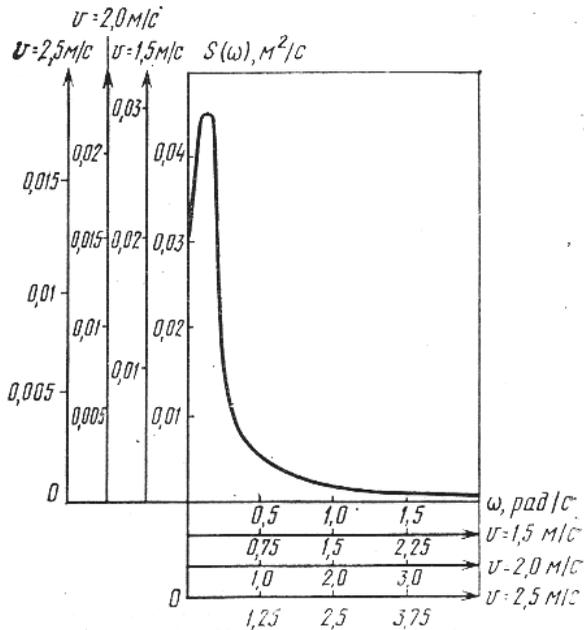
Եթե ընդունվում է տատանումների գումարման էներգետիկ սկզբունքը, ապա այդ ագրոֆոնում աշխատելու միջին վիճակագրական արագացումը կլինի՝

$$Z = \sqrt{\sum_1^n Z_n^2} \quad (229)$$

որտեղ Z_n -ը n -րդ ագրոֆոնում դիտարկված միջին քառակուսային արագացումն է, որը որոշվում է հետևյալ արտահայտությամբ.

$$Z_n^2 = \int S_n(\omega) \cdot |W_z(i\omega)|^2 d\omega, \quad (230)$$

որտեղ $S_n(\omega)$ -ը n -րդ ֆոնում դիտարկվող ագրոֆոնի սպեկտրային խտությունն է, $|W_z(i\omega)|$ -ն՝ արագացման փոխանցման ֆունկցիայի մոդուլը:



Նկ. 73. Վարի ֆոնի սպեկտրային խտությունը թմբերին ուղղահայաց շարժվելիս:

Որպեսզի (230) հավասարումը կիրառվի ցանկացած հաճախության դեպքում, անհրաժեշտ է, որ՝

$$\dot{S}'(\omega) = \sum_1^n \gamma_n \cdot \dot{S}'(\omega): \quad (231)$$

Եթե կան տվյալներ միայն մեկ որոշակի ֆոնի վերաբերյալ, ապա առաջին մոտավորությամբ այլ ֆոները բնութագրելու համար կարելի է օգտվել հարաբերական ազդեցության գործակցից՝ ρ_n -ից, որը շարժման առաջադրված արագության համար հավասար է ցանկացած ֆոնի միջին քառակուսային արագացման և որպես հիմք ընդունված ֆոնի արագացման հարաբերությանը:

ρ_n հարաբերությունը գործնականում հաստատուն է տարբեր արագությունների համար և ունի հետևյալ արժեքները.

- Աշնանացան ցորենի խոզան $\rho_n = 1,0$
- Գրունտային ճանապարհ $\rho_n = 0,7$
- Վարած հող $\rho_n = 0,9$
- Երկու տարվա չմշակված դաշտ $\rho_n = 1,6$

Որպես հիմնական ֆոն է ընդունվում աշնանացան ցորենի խոզանը բերքահավաքի ուղղությանն ուղղահայաց ագրեգատի շարժման ժամանակ:

Եթե հայտնի է տրակտորիստի նստելատեղի վրա z_m միջին վիճակագրական արագացումը տրակտորի՝ որոշակի արագությամբ շարժվելու դեպքում, ապա նույն արագությամբ այլ ֆոնով տրակտորի շարժման ժամանակ z_n միջին վիճակագրական արագացումը կարելի է որոշել հետևյալ արտահայտությամբ.

$$z_n = z_m \cdot \frac{\rho_n}{\rho_m}: \quad (232)$$

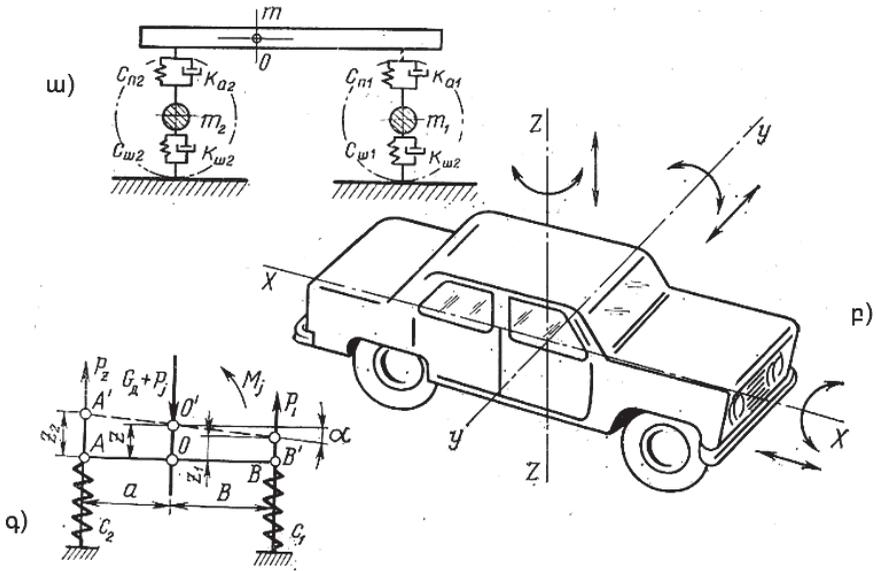
10.3. ԱՎՏՈՍՈՒԲԼԻ ԵՎ ՏՐԱԿՏՈՐԻ ՏԱՏԱՆՈՒՄՆԵՐԸ

Ընթացքի սահունությունը կարևորագույն շահագործական հատկանիշ է, որն ազդում է ավտոմոբիլի քարշային հատկանիշների և երկարակեցության, ուղևորների ինքնազգացողության, փոխադրվող բեռի պահպանման, երթևեկության անվտանգության, աշխատանքի արտադրողականության, իսկ տրակտորների դեպքում՝ նաև ագրեգատի աշխատանքի ագրոտեխնիկական ցուցանիշների վրա, հատկապես երբ դրանք կահավորված են կախովի գյուղատնտեսական մեքենաներով և կատարում են միջշարային մշակման աշխատանքներ: Այս շահագործական հատկանիշն ուսումնասիրելիս դիտարկվում են ինքնագնաց մեքենայի կախցով և առանց կախցի զանգվածների տատանումները:

Ընթացքի սահունությունը կախված է տատանումներ առաջացնող ուժի բնութագրից, մեքենայի հարմարադասումից և դրա բաղկացուցիչ մասերի, մասնավորապես՝ կախցավորման համակարգի կառուցվածքային առանձնահատկություններից:

Տատանումներ առաջացնող ուժերը կարող են ունենալ ներքին և արտաքին պատճառներ: Ներքին պատճառներից են պտտվող մեքենամասերի անհավասարակշռությունը և պտտման անհամաչափությունը: Տատանումների առաջացման արտաքին հիմնական պատճառը ճանապարհի անհարթությունն է: Ներքին պատճառներն առաջացնում են վիբրացիա, որի ազդեցությունը ուղևորների վրա աննշան է: Այդ պատճառով էլ ընթացքի սահունությունը դիտարկվում է ճանապարհի անհարթությունների ազդեցության տեսանկյունից:

Նկար 74 ա)-ում տրված են անվավոր ինքնագնաց մեքենայի կախցով m զանգվածները՝ կենտրոնացած ծանրության O կենտրոնում, նաև առանց կախցի առջևի կամրջակի m_1 ու հետևի կամրջակի m_2 զանգվածները:



Սկ. 74. ա) Ավտոմոբիլի տատանողական համակարգի սխեման, բ) տատանումների տեսակները, գ) թափքի տատանումներին համարժեք սխեման:

Կախցոյով և առանց կախցի զանգվածների հարաբերությունը կոչվում է կախցոյով զանգվածների գործակից՝ μ_M , որն ըստ ավտոմոբիլի տատանողական համակարգի սխեմայի՝ կորոշվի հետևյալ արտահայտությամբ.

$$\mu_M = m / (m_1 + m_2): \quad (233)$$

Առանց կախցի զանգվածների նվազեցումը կապկասեցնի կախցոյով զանգվածների հրման ուժը, իսկ դրա մեծացումը կնվազեցնի կախցոյով զանգվածների զգայունությունը նշված հրումների նկատմամբ: Այդ պատճառով էլ կախցոյով զանգվածների գործակիցը ձգտում են մեծացնել հիմնականում առանց կախցի զանգվածների հնարավոր նվազեցմամբ: Նշված գործակիցն ունի հետևյալ արժեքները. լրիվ բեռնված մարդատար ավտոմոբիլների համար $\mu_M = 6,5-7,5$, լրիվ բեռնված բեռնատար ավտոմոբիլների համար $\mu_M = 4,0-5,0$: Ոչ լրիվ

բեռնված և դատարկ ավտոմոբիլի կախոցով զանգվածների գործակիցը նվազում է, ինչը հանգեցնում է ընթացքի սահունության վատացման:

«Առանց կախոցի զանգված» հասկացությունը հարաբերական է, քանի որ կան առաձգական հենարաններ՝ պնևմատիկ անվադողեր, որոնք օժտված են էներգիա կլանելու հատկությամբ, որն էլ, իր հերթին, կախված է դողի կառուցվածքային չափերից և ներքին ճնշումից:

Ավտոմոբիլի տատանողական համակարգը (նկ.74 ա) բաղկացած է առջևի և հետևի կամրջակների կախոցների առաձգական տարրերից, սխեմայում նշված C_{n1} և C_{n2} կոշտության գործակիցներով, նաև առջևի ու հետևի C_{u1} և C_{u2} կոշտության գործակիցներով պնևմատոդերից: Համակարգի կոշտության ընդհանուր գործակիցը որոշվում է ըստ կախոցի և պնևմատոդի f համատեղ դեֆորմացիայի որոշման հետևյալ արտահայտությամբ.

$$f = f_n + f_u = Q / C_n + Q / C_u, \quad (234)$$

որտեղ Q -ն ավտոմոբիլի ընդհանուր կշիռն է, $Q = mg$, f_n -ը և f_u -ն՝ կախոցի և պնևմատոդի ճկվածքները:

Կոշտության ընդհանուր գործակիցը կլինի՝

$$C = \frac{Q}{f} = \frac{Q}{(Q/C_n + Q/C_u)} = C_n \cdot C_u / (C_n + C_u): \quad (235)$$

Ավտոմոբիլի կախոցի C_n կոշտությունը մի քանի անգամ փոքր է պնևմատոդերի C_u կոշտությունից, ինչի պատճառով դողերի ազդեցությունը համակարգի ընդհանուր կոշտության վրա համեմատաբար փոքր է. դրանք կախոցի կոշտությունը նվազեցնում են ընդամենը 15-20 %-ով: Տրակտորների մոտ այդ ազդեցությունը հատկապես զգալի է, երբ բացակայում են առաձգական կախոցները (սովորաբար հետին կամրջակում):

Ավտոմոբիլի կախոցով զանգվածներն ունեն ազատության վեց աստիճան և կարող են կատարել հետևյալ տատանողական շարժումները (նկ. 74 բ).

1. գծային՝ z-z առանցքով ցատկոտում,
- x-x առանցքով ցնցում,
- y-y առանցքով ճոճում,

2. անկյունային՝ z-z առանցքի շուրջ քառատրոփում,
 x-x առանցքի շուրջ օրորում,
 y-y առանցքի շուրջ տարուբերում:

Սովորաբար ավտոմոբիլի և տրակտորի ընթացքի սահունության վերլուծության համար դիտարկվում է տատանումների երկու տեսակ՝ ուղղաձիգ գծային և երկայնական անկյունային, որոնք մարդու համար առավել զգալի են:

Եթե ինքնագնաց մեքենան շարժվում է հարթ ճանապարհով, որի վրա առկա են առանձին փոսեր կամ եզակի անհարթություններ, ապա համաձայն փորձնական հետազոտությունների՝ կախոցով զանգվածները տատանվում են սեփական տատանումներին մոտ տատանումներով, այսինքն՝ տատանվում են այն էներգիայի հաշվին, որը կուտակվել է հավասարակշռության վիճակից շեղվելու հետևանքով: Եթե համակարգում չկան դիմադրություններ, ապա սեփական ուղղահայաց տատանումները ներդաշնակ տատանողական գործընթաց են: Այդ դեպքում տատանվող զանգվածների Z տեղափոխությունն ունի պարբերական բնույթ և փոփոխվում է հետևյալ օրինաչափությամբ.

$$Z = A \cdot \sin \omega t, \quad (236)$$

որտեղ A -ն տատանումների ամպլիտուդն է, ω -ն՝ անկյունային արագությունը, որը բնութագրում է տատանումների ցիկլային հաճախությունը, t -ն՝ տատանումների սկզբից մինչև դիտարկման պահը եղած ժամանակը:

(236) հավասարումից հետևում է, որ տեղափոխություններն ունեն միևնույն արժեքը ժամանակի հետևյալ արժեքների դեպքում.

$$t_1 = t + \frac{2\pi}{\omega}, \quad t_2 = t + \frac{4\pi}{\omega} \text{ և այլն: } \text{Յետևաբար՝ տատանումների պարբերությունը, այսինքն՝ այն ժամանակը, որի ընթացքում կախոցով զանգվածը կատարում է մեկ լրիվ տատանում, կլինի՝ } T = \frac{2\pi}{\omega} :$$

Տատանումների տեսությունից հայտնի է, որ յուրաքանչյուր կախոցով համակարգի վրա կա կետ, որի վրա ուղղաձիգ ուժի ազդեցության դեպքում համակարգը կշարժվի միայն ուղղաձիգ: Այդ կետը կոչվում է առաձգական համակարգի կենտրոն (Օ) և դիտարկվում է որպես մեկ ազատության աստիճան ունեցող կետ (նկ. 74 գ): Եթե տատանում

առաջացնող ուժն ազդում է ոչ առաձգականության կենտրոնում, ապա համակարգը, բացի ուղղաձիգ տատանումներից, կարող է կատարել նաև անկյունային տատանումներ, այսինքն՝ քառատրոփում:

Ավտոմոբիլի ուղղաձիգ տատանումների հաճախության վրա ազդող գործոնները գնահատելու համար գրենք դրա առաձգականության կենտրոնի՝ O սեփական տատանումների դիֆերենցիալ հավասարումն ըստ նկար 74 գ)-ի: Տատանողական համակարգում K հիդրավլիկական դիմադրությունների (դեմպֆերների) բացակայության դեպքում այն կունենա հետևյալ տեսքը.

$$m \frac{d^2 z}{dt^2} + (c_1 + c_2)Z = 0, \quad (237)$$

որտեղ m -ն ավտոմոբիլի կախոցով զանգվածն է, $(c_1 + c_2)$ -ն՝ առջևի և հետևի կամրջակների գունարային կոշտության գործակիցը, Z -ը՝ ուղղաձիգ տեղափոխությունը:

Նշանակենք $\omega = \sqrt{\frac{c_1 + c_2}{m}}$ և գրենք (237) հավասարման

լուծումը (238) տեսքով՝

$$Z = A \cdot \sin \sqrt{\frac{c_1 + c_2}{m}} \cdot t, \quad (238)$$

ω -ն կախոցով զանգվածների առաձգականության կենտրոնի սեփական տատանումների հաճախությունն է: Հաշվի առնելով, որ

$$c_1 + c_2 = \frac{G}{f} = \frac{mg}{f}, \text{ կունենանք՝}$$

$$\omega = \sqrt{\frac{g}{f}}, \quad (239)$$

որտեղ f -ը առանձգականության կենտրոնի ստատիկ շեղումն է:

Ստացված հավասարումից հետևում է՝ որքան «փափուկ» է կախոցը՝ մեծ է f ստատիկ ճկվածքը, այնքան ցածր է սեփական տատանումների ω հաճախությունը և բարձր է ավտոմոբիլով երթևեկելու հարմարավետությունը:

Դիտարկենք այն դեպքը, երբ ավտոմոբիլը, որպես տատանողական համակարգ, ունի ազատության երկու աստիճան: Նախապես ընդունված սկզբնական պայմանների դեպքում տատանողական համակարգը կարելի է փոխարինել AB հատվածով (նկ. 74 գ): Տատանումների արդյունքում AB հատվածը ընդունում է $A'B'$ դիրքը:

Ծանրության O կենտրոնը տեղափոխվում է Z չափով և ընդունում O' դիրքը, իսկ AB հատվածը պտտվում է O կենտրոնի շուրջ α անկյունով: O կետում ազդում է դեպի ներքև ուղղված

$$G + P_j = m_n \cdot g + m_n \frac{d^2 Z}{dt^2} \text{ ուժը, որտեղ } m_n \text{-ը կախցուկ զանգվածն}$$

է, P_j -ն՝ իներցիոն ուժը: B' և A' կետերում ազդում են $P_1 = m_1 g - c_2 z_2$, $P_2 = m_2 g - c_2 z_2$ ուժերը, որտեղ $m_1 g$ -ն և $m_2 g$ -ն ավտոմոբիլի առջի և հետևի անիվների բեռնվածքն են, իսկ z_1 -ը և z_2 -ը՝ B և A կետերի ուղղաձիգ տեղափոխությունները:

Չամակարգի վրա ազդող $P_2 \cdot a - P_1 \cdot b$ մոմենտը ձգտում է պտտել համակարգը O' կետով անցնող հորիզոնական առանցքի

$$\text{նկատմամբ: } M_j = m \rho^2 \frac{d^2 \alpha}{dt^2} \text{ իներցիոն մոմենտը դիմադրում է այդ}$$

պտույտին, որտեղ ρ -ն ավտոմոբիլի կախցուկ զանգվածի իներցիայի շառավիղն է նշված առանցքի նկատմամբ, α -ն՝ պտտման անկյունը: Չամակարգի հավասարակշռությունը կբնութագրվի հետևյալ հավասարումների համակարգով.

$$m_n g + m \frac{d^2 z}{dt^2} = P_1 + P_2 = m_1 g + c_1 z_1 + m_2 g - c_2 z_2,$$

$$m \rho^2 \frac{d^2 \alpha}{dt^2} = P_2 a - P_1 b = (m_2 g - c_2 z_2) a - (m_1 g - c_2 z_1) b:$$

$$\text{Չափի առնելով, որ } m_1 + m_2 = m_n \text{ և } m_2 g a = m_1 g b, \text{ կունենանք՝}$$

$$m \frac{d^2 z}{dt^2} + c_1 z_1 + c_2 z_2 = 0, \quad (240)$$

$$m \rho^2 \frac{d^2 \alpha}{dt^2} + c_2 z_2 a - c_1 z_1 b = 0: \quad (241)$$

Սխեմայից հետևում է, որ՝

$$z_1 = z - btg\alpha \approx z - b\alpha, \quad z_2 = z + atg\alpha \approx z + a\alpha:$$

Դիֆերենցելով այս հավասարումները երկու անգամ՝ ըստ ժամանակի կունենանք՝

$$\frac{d^2 z_1}{dt^2} = \frac{d^2 z}{dt^2} - b \frac{d^2 \alpha}{dt^2}, \quad \frac{d^2 z_2}{dt^2} = \frac{d^2 z}{dt^2} + a \frac{d^2 \alpha}{dt^2}: \quad (242)$$

Տեղադրելով (242) հավասարման մեջ զծային $\frac{d^2 z}{dt^2}$ արագացում-

ները (240) հավասարումից և անկյունային արագացումները $\frac{d^2 \alpha}{dt^2}$ (241)

հավարասումից՝ կստանանք՝

$$\begin{cases} m \frac{d^2 z_1}{dt^2} + c_1 z_1 (1 + b^2/\rho^2) + c_2 z_2 (1 - ab/\rho^2) = 0 \\ m \frac{d^2 z_2}{dt^2} + c_2 z_2 (1 + a^2/\rho^2) + c_1 z_1 (1 - ab/\rho^2) = 0 \end{cases} : \quad (243)$$

Ստացված (243) հավասարումների համակարգի վերլուծության համար z_2 -ի արժեքը երկրորդ հավասարումից տեղադրենք առաջինի մեջ, իսկ z_1 -ի արժեքը՝ առաջին հավասարումից երկրորդի մեջ՝

$$\begin{cases} \frac{d^2 z_1}{dt^2} + \frac{ab - \rho^2}{a^2 + \rho^2} \cdot \frac{d^2 z_2}{dt^2} + \frac{c_1(a + b^2)}{m(a^2 + \rho^2)} \cdot z_1 = 0 \\ \frac{d^2 z_2}{dt^2} + \frac{ab - \rho^2}{a^2 + \rho^2} \cdot \frac{d^2 z_2}{dt^2} + \frac{c_2(a + b^2)}{m(a^2 + \rho^2)} \cdot z_2 = 0 \end{cases} : \quad (244)$$

(244) համակարգում առկա են z_1 -ը և z_2 -ը, ինչը նշանակում է, որ ընդհանուր առմամբ ավտոմոբիլի առջևի և հետևի կամրջակների ուղղաձիգ տատանումները կախված են իրարից: $\frac{d^2 z_2}{dt^2}$ և $\frac{d^2 z_1}{dt^2}$ արտահայտությունների գործակիցներն անվանենք կապի գործակիցներ՝

$$K_1 = (ab - \rho^2)/(a^2 + \rho^2), \quad K_2 = (ab - \rho)/(b^2 + \rho^2) :$$

Ընդունենք, որ z_1 և z_2 տեղափոխությունների գործակիցները A և B կետերի տատանումների չափաբաժին հաճախությունների՝ ω_2 -ի և ω_1 -ի քառակուսիներն են: Չափաբաժին հաճախությունը կունենա A կետ, եթե B կետը փոխարինվի հողակապով: Նույնը կարող ենք ասել B կետի համար, եթե A կետը փոխարինվի հողակապով: Յետևաբար կունենանք՝

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{c_1(a+b)^2}{m(a^2 + \rho^2)}} \quad \text{և} \quad \omega_2 = \sqrt{\frac{c_2(a+b)^2}{m(b^2 + \rho^2)}}$$

Չափի առնելով տրված նշանակումները՝ (244) հավասարումների համակարգը կընդունի հետևյալ տեսքը.

$$\begin{cases} \frac{d^2 z_1}{dt^2} + k_1 \frac{d^2 z_2}{dt^2} + \omega_1^2 z_1 = 0 \\ \frac{d^2 z_2}{dt^2} + k_2 \frac{d^2 z_1}{dt^2} + \omega_2^2 z_2 = 0 \end{cases} : \quad (245)$$

Ստացված (245) համակարգի լուծումները կլինեն A և B կետերի ուղղաձիգ տատանումների հաճախությունները՝ Ω_1 և Ω_2 , որոնք անվանում են նաև կապի հաճախություններ՝

$$\Omega_1^2 = \frac{1}{2(1 - K_1 K_2)} \left[\omega_1^2 + \omega_2^2 - \sqrt{(\omega_2^2 - \omega_1^2)^2 - 4K_1 K_2 \omega_1^2 \omega_2^2} \right],$$

$$\Omega_2^2 = \frac{1}{2(1 + K_1 K_2)} \left[\omega_1^2 + \omega_2^2 + \sqrt{(\omega_2^2 - \omega_1^2)^2 - 4K_1 K_2 \omega_1^2 \omega_2^2} \right]:$$

Ավտոմոբիլի տատանումների վրա էապես ազդում է նաև կախոցով զանգվածների բաշխման գործակիցը՝

$$\varepsilon = \rho^2 / ab :$$

Եթե $\varepsilon = 1$ կամ $\rho^2 = a \cdot b$, ապա $K_1 = 0$, $K_2 = 0$, իսկ A և B կետերի տատանումների հաճախությունը կլինի՝ $\Omega_1 = \omega_1$, $\Omega_2 = \omega_2$:

$$\omega_1 = \sqrt{c_1(a+b)^2 / m(a^2 + \rho^2)} = \sqrt{c_1(a+b)^2 / m(a^2 + ab)} = \sqrt{c_1(a+b) / mG} = \\ = \sqrt{c_1 g / G} = \sqrt{g / f_1}$$

$$\text{Համապատասխանաբար } \omega_2 = \sqrt{g / f_2} :$$

Եթե զանգվածի բաշխման գործակիցը՝ $\varepsilon = 1$, ապա ավտոմոբիլի առջևի և հետևի կամրջակների տատանումներն իրարից կախված չեն, և դրանց հաճախությունները հավասար են սեփական տատանումների հաճախություններին: Ժամանակակից մարդատար ավտոմոբիլների համար $\varepsilon = 0,9 - 1,0$, որը հանգեցնում է ընթացքի սահունության զգալի բարելավման:

Բեռնատար ավտոմոբիլների մոտ զանգվածի բաշխման գործակիցը տատանվում է մեծ սահմաններում՝ կախված փոխադրվող բեռի տեսակից և քանակից: Կամրջակների ճկվածքների տարբերությունը նվազեցնելու համար անհրաժեշտ է կարգավորել կախոցի համակարգերի բնութագիրը: Այդ նպատակով բեռնատար ավտոմոբիլների հետևի կամրջակում տեղադրված են լրացուցիչ առածգական տարբեր տարրեր (զսպաններ), որոնք աշխատում են միայն մեծ բեռների տեղափոխման դեպքում:

Անվավոր տրակտորների առջևի և հետևի կամրջակների վրա բեռնվածքը նույնպես փոխվում է մեծ սահմաններում՝ կախված ճարմանդային ուժից, գյուղատնտեսական մեքենայի զանգվածից և հարմարադասումից: Նպատակահարմար է, որ դրանց առջևի կամրջակներում կիառվող կախոցներն ունենան կարգավորվող բնութագիր և փոփոխվեն՝ կախված տրակտորի վրա ազդող արտաքին ուժերի բնութագրից:

10.4. ՏԱՏԱՆՈՒՄՆԵՐԻ ԱԶԴԵՑՈՒԹՅՈՒՆԸ ՄԱՐԴՈՒ ՎՐԱ

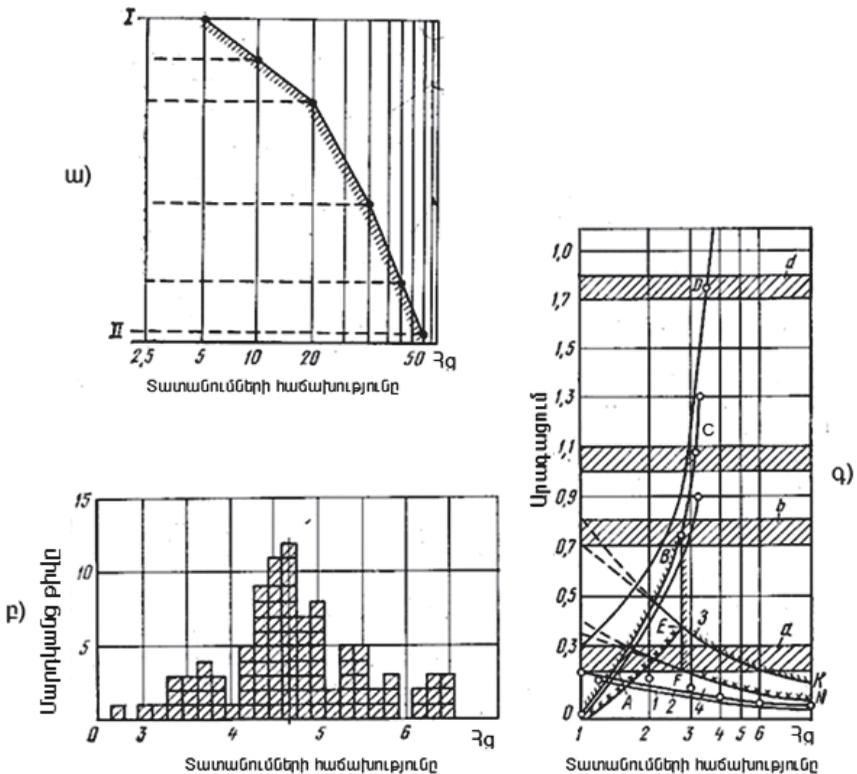
Ավտոմոբիլների և տրակտորների տատանումները բնութագրվում են հաճախությամբ, ամպլիտուդով, տատանումների արագությամբ, արագացմամբ և դրա փոփոխմամբ: Ընթացքի սահունության բուլոր չափանիշները և նորմատիվները հիմնված են տատանումների նկատմամբ մարդու զգացողության սուբյեկտիվ գնահատման վրա: Այդ պատճառով էլ ընթացքի սահունության գնահատման օբյեկտիվ չափանիշները կարելի է որոշել միայն մարդկանց հետազոտմամբ և ստացված արդյունքների վիճակագրական վերլուծությամբ:

Կախված տատանումների հաճախությունից՝ մարդու զգացողության վրա կարող են էապես ազդել տատանումների տարբեր պարամետրեր: Այդ պատճառով էլ մարդու վրա տատանումների ազդեցության գնահատման ժամանակ անհրաժեշտ է հաշվի առնել առաջին հերթին տատանումների հաճախությունը:

Նկար 75 ա)-ում երևում է, որ 5-ին մոտ հաճախությամբ տատանումներն անցնում են մարդու ամբողջ մարմնով առանց կլանման, 20 Հց հաճախությունը հաղորդվում է սրտին, իսկ 60 Հց հաճախությունների համար սահմանային է համարվում կրունկը: Պատկերը նույնն է նաև նստած մարդու համար: Մարդու օրգանիզմի այս առանձնահատկությամբ պայմանավորված՝ տատանումները բաժանվում են երկու խմբի՝ տատանումներ ցածր հաճախությամբ, (մինչև 20 Հց) և բարձր հաճախությամբ (20 Հց-ից ավելի):

Ավտոմոբիլների և տրակտորների տատանումների հաճախությունը փոփոխվում է մեծ միջակայքում ու համապատասխանում նշված երկու տարատեսակներին: Ցածր հաճախությամբ տատանումներն առաջանում են ճանապարհի անհարթություններից, իսկ վիբրացիան՝ շարժիչի մեքենամասերի իներցիայի ուժերի անհավասարակշռությունից, ընդ որում՝ ցածր հաճախությամբ տատանումներն ունեն պատահական բնույթ, իսկ վիբրացիան ներդաշնակ տատանում է:

Տեխնիկական գրականության մեջ մարդու վրա տատանումների ազդեցության գնահատման տվյալների մեծ մասը ստացված է ներդաշնակ օրինաչափությամբ տատանվող պլատֆորմի վրա փորձարկման եղանակով, և այդ արդյունքները կարելի է օգտագործել միայն վիբրացիայի դեպքում մարդու աշխատանքի պայմանների գնահատման համար:



Նկ. 75. Տատանումների հաճախությունը.

ա) տատանումների ազդեցությունը կանգնած մարդու վրա. բ) մարդու՝ տատանումներին դիմանալու հիստագրիը. գ) ուղղաձիգ և հորիզոնական տատանումների սահմանային արագացումները. 1- երաշխավորվող սահմանային արագացումներ, 2-երկարատև ազդեցության դեպքում տհաճ արագացումներ, 3, 4-ուղղաձիգ և հորիզոնական տատանումների շատ տհաճ, նաև վնասակար արագացումներ:

Տրակտորի և ավտոմոբիլի ընթացքի սահունության գնահատման համար անհրաժեշտ է բոլոր հետազոտություններն իրականացնել շահագործման իրական պայմաններում՝ որոշելու մարդու սուբյեկտիվ զգացումների չափանիշները:

Նկար 75 բ)-ում տրված է մարդու՝ վիբրացիային դիմանալու հիստագրը, որից հետևում է, որ մարդկանց մեծ մասին անհանգստություն են պատճառում 4,5 Հց հաճախությանը մոտ տատանումները: Հետևա-

բար՝ այդ հաճախությունը հիմնականում տհաճ է և մոտ է մարդու՝ սեփական տատանումների հաճախությանը:

Նկար 75 գ)-ում սահմանային արագացումներն են ըստ a -հարմարավետության (A կետում $j \approx \pm 0,25g$), b հարմարավետ երթի (B կետում $j \approx \pm 0,7g$), c դեպի ներքև շարժման (C կետում $j \approx \pm 1,1g$), d դեպի վերև շարժման (D կետում $j \approx 1,7g$): Նույն նկարում թույլատրելի ուղղաձիգ արագացումները սահմանափակված են *OBEK* բեկյալով, իսկ հորիզոնական արագացումները՝ *OEFN* բեկյալով:

Համաձայն «Տրակտորների և գյուղատնտեսական մեքենաների կառուցվածքային անվտանգության և աշխատանքի հիգիենայի միասնական պահանջների»՝ վարորդի նստելատեղում ուղղաձիգ տատանումների արագացումները տրակտորի՝ 10-20 % խոնավությամբ հողի վրա 2,5-2,8 մ/վ արագությամբ շարժվելիս պետք է լինեն 0,25 g-ից ոչ ավելի:

Սանիտարական նորմերով երաշխավորված են տատանումների թույլատրելի արագացումները հաճախությունների 2-3 և 4-6 Հց սահմաններում (աղ. 10.1):

Աղյուսակ 10.1

Միջին թույլատրելի արագացումները

| Տատանման տեսակը | Հաճախությունը, Հց | Թույլատրելի արագացումը, մ/վ ² |
|----------------------|-------------------|--|
| Ուղղաձիգ-համընթաց | 2-3 | 0,1g=1 |
| | 4-6 | 0,05g=0,5 |
| Հորիզոնական-համընթաց | 2-3 | 0,1g=1 |
| | 4-6 | 0,12g=1,2 |

ԳԼՈՒԽ 11

ՏՐԱԿՏՈՐԻ ՔԱՐՇԱՅԻՆ ՀԱՇՎԱՐԿԸ

11.1. ԸՆԴՀԱՆՈՒՐ ԴՐՈՒՅԹՆԵՐ

Տրակտորի քարշային հաշվարկը կատարվում է «Ավտոմոբիլներ և տրակտորներ» առարկայից կուրսային և դիալոմային նախագծերում գյուղատնտեսական նշանակության տրակտորների տեխնիկաշահագործական հատկանիշների գնահատման նպատակով: Հաշվարկների համար ելակետային են նախագծվող տրակտորի տիպը և հիմնական նշանակությունը, անվանական ճարմանդային քարշիչ ուժը՝ $P_{DН}$ -ն և դրան համապատասխան շարժման հաշվարկային արագությունը՝ V_T -ն, նախատիպ-տրակտորի մակնիշը և շարժիչի անվանական հզորությանը համապատասխան վառելիքի տեսակարար ծախսը՝ g_{eH} -ն: Հաշվարկման համար անհրաժեշտ մյուս բոլոր տվյալները ուսանողը պատշաճ հիմնավորմամբ ընտրում է ինքնուրույն՝ կողմնորոշվելով նախատիպ-տրակտորի տեխնիկաշահագործական ցուցանիշներով: Քարշային հաշվարկը կատարվում է նախագծվող տրակտորի հիմնական պարամետրերի որոշման համար, որոնք են շարժիչի հզորությունը, տրակտորի կշիռը, շարժման արագությունները, քարշային օ.գ.գ-ն և վառելիքի ժամային ու տեսակարար ծախսերը: Քարշային հաշվարկի տվյալների հիման վրա կառուցված քարշային բնութագրերի միջոցով կարելի է գնահատել տրակտորի քարշային և տնտեսական հատկանիշների բարելավման հնարավորությունները, ինչպես նաև ընտրել տրակտորի առավել շահավետ աշխատանքի ռեժիմները:

Տրակտորի նախագծման առաջադրանքից և ելակետային տվյալներից կախված՝ քարշային հաշվարկը կարող է տարբեր ընթացք ունենալ: Եթե առաջադրանքում նշվում է միայն նախագծվող տրակտորի քարշային դասը՝ առանց հիմնական աշխատանքային արագությունների ընտրության համար որևէ հանձնարարականի, ապա նպատակահարմար է հաշվարկել տրակտորի քարշային ընդգրկույթը (ռուս. *диагональ*), տրակտորի կշիռը (նախնական), հիմնական աշխատանքային արագությունների ընդգրկույթը, նաև շարքի կառուցվածքը (ռուս.

cmopykmypa), շարժիչի պահանջվող հզորությունը, տանող անիվների չափերը և ուժային փոխանցման թվերը:

Այն դեպքում, երբ նախագծվում է բարձրացված արագություններով աշխատելու համար նախատեսված տրակտոր կամ առաջադրանքով տրվում են աշխատանքային արագությունների նվազագույն և առավելագույն արժեքները, քարշային հաշվարկն անհրաժեշտ է սկսել հիմնական աշխատանքային արագությունների ընդգրկույթի որոշմամբ և այդ կերպ հասնել քարշային ընդգրկույթի հաշվարկին:

11.2. ՔԱՐՇԱՅԻՆ ԸՆԴԳՐԿՈՒՅԹԻ ՈՐՈՇՈՒՄԸ

Տրակտորը պետք է կատարի իր քարշային դասին բնորոշ բոլոր աշխատանքները, ինչպես նաև նախորդ դասի քարշային գոտուն հատուկ որոշ աշխատանքներ: Քարշային գոտիների վերածածկը հնարավորություն է տալիս որոշ աշխատանքներ կատարել կից դասերի տրակտորներով, ինչն ընդարձակում է դրանց կիրառման ոլորտը:

Տրակտորի քարշային հատկությունները որոշվում են առավելագույն և նվազագույն քարշային ճիգերով, որոնց դեպքում ապահովվում են քարշային օ.գ.գ-ի և տնտեսական արդյունավետության թույլատրելի արժեքները: Հաշվարկների կատարման ժամանակ սովորաբար օգտվում են հետևյալ հիմնական հասկացություններից.

- հաշվարկային քարշային ճիգ՝ P_{HP} . ճարմանդի վրա այն առավելագույն ճիգն է, որը զարգացնում է տրակտորն առաջին (աշխատանքային ցածրագույն) փոխանցման դեպքում, երբ տանող համակարգի տեղապատույտը չի գերազանցում 15...18 %-ը՝ անվավոր տրակտորների համար, և 5...7 %-ը՝ թրթուրավոր տրակտորների համար.

- նվազագույն քարշային ճիգ՝ P_{Hmin} . այն ճարմանդային ճիգն է, որը զարգացնում է տրակտորը աշխատանքային բարձրագույն փոխանցման դեպքում:

Հաշվարկային քարշային ճիգը որոշվում է այս արտահայտությամբ՝

$$P_{\text{DHP}} = K_1 P_{\text{DH}},$$

որտեղ K_1 -ն քարշային ճիգի պաշարի գործակիցն է (30 կՆ և ցածր դասի անվավոր տրակտորների համար $K_1 = 1,25 \dots 1,3$, 30 կՆ-ից

բարձր դասի անվավոր և բուր թրթուրավոր տրակտորների համար $K_I = 1,1 \dots 1,15$), P_{Dh} -ն՝ նախագծվող տրակտորի ճարմանդային անվանական քարշային ճիգը, որը տրվում է առաջադրանքով և որոշվում է տիպաժով նախատեսված քարշային դասով:

Աշխատանքային բարձրագույն փոխանցման դեպքում տրակտորի զարգացրած նվազագույն քարշային ճիգը կոնկրետ հողատեսքի համար ընդունվում է հավասար նախորդ քարշային դասի անվանական քարշային ճիգին՝ P'_{Dh} -ին՝

$$P_{Hmin} = P'_{Dh} : \quad (246)$$

Հաշվարկային քարշային ճիգի հարաբերությունը նվազագույնին անվանում են տրակտորի հաշվարկային քարշային ընդգրկույթ, որը որոշվում է հետևյալ բանաձևով.

$$D_D = \frac{P_{Dhp}}{P_{Hmin}} = \frac{K_I P_{Dh}}{P'_{Dh}} : \quad (247)$$

Գյուղատնտեսական տրակտորների տիպաժին չհամապատասխանող և մյուս դասերի հետ չառնչվող տրակտորների համար (հատուկ, արդյունաբերական և այլն) ընդունում են $D_{cp} = 2$:

11.3. ՏՐԱԿՏՈՐԻ ԿՇՈՒ ՀԱՇՎԱՐԿԸ

Տարբերում են տրակտորի կառուցվածքային G_0 և շահագործական $G_{\text{ՁԿ}}$ կշիռները: Շահագործականը տրակտորի կշիռն է չլիցքավորված վիճակում, առանց տրակտորիստի, գործիքների, լրացուցիչ սարքավորումների և բալաստի:

Շահագործական կշիռը (տրակտորի կշիռն աշխատանքի մեջ) կարող է լինել նվազագույն՝ $G_{\text{ՁԿ min}}$, հաշվարկային՝ $G_{\text{ՁԿ}}$ և առավելագույն՝ $G_{\text{ՁԿ max}}$: Նվազագույն շահագործական կշիռը հավասար է կառուցվածքային կշռի և լիցքավորող նյութերի (վառելիք, քսանյութեր, ջուր), տրակտորիստի և գործիքների կշիռների գումարին: Ընդհանրապես տրակտորների համար՝

$$G_{\text{ՅԿ}} = (1,07 \dots 1,1)G_0:$$

Չաշվարկային շահագործական $G_{\text{ՅԿ}}$ կշիռը 4×2 անիվային բանաձևով տրակտորների դեպքում, $G_{\text{ՅԿ min}}$ -ից տարբերվում է գործարանի կողմից տեղադրված բալաստների G_{δ} կշռի չափով, այսինքն՝

$$G_{\text{ՅԿ}} = G_{\text{ՅԿ min}} + G_{\delta},$$

4×4 անիվային բանաձևով և թրթուրավոր տրակտորների դեպքում $G_{\text{ՅԿ}} = G_{\text{ՅԿ min}}$: Տրակտորի առավելագույն շահագործական կշիռը ստացվում է լրացուցիչ բալաստային կշիռների (օրինակ՝ ջրով լիցքավորված անիվների) կիրառման և տրակտորի վրա կախովի գյուղատնտեսական մեքենաների կողմից ցուցաբերվող ուժային ներգործության կարգավորման արդյունքում:

Շահագործական զանգվածի առավելագույն և հաշվարկային արժեքների հարաբերակցությունն ըստ փորձնական տվյալների անվավոր տրակտորների համար լինում է՝ $G_{\text{ՅԿ}} = 0,8G_{\text{ՅԿ max}}$, թրթուրավոր տրակտորների համար՝ $G_{\text{ՅԿ}} = 0,9G_{\text{ՅԿ max}}$: Տրակտորի կառուցվածքային կշիռն անհրաժեշտ է հնարավորինս նվազեցնել, այսինքն՝ այնքան, որքան կարելի է տեխնիկական և նպատակահարմար տնտեսական առումներով:

Չաշվարկային շահագործական $G_{\text{ՅԿ}}$ կշիռն անհրաժեշտ է որոշել այնպես, համապատասխան պայմաններում ճարմանդի վրա հաշվարկային $P_{D_{\text{նր}}}$ քարշային ճիգով տրակտորի աշխատանքի ժամանակ տանող անիվների տեղապտույտը չգերազանցի թույլատրելի սահմանները, իսկ քարշային օ.գ.գ-ի արժեքները լինեն ընդունելի միջակայքում:

Տրակտորի հաշվարկային շահագործական կշիռը սովորաբար որոշվում է հորիզոնական տեղամասով դրա կայունացած շարժման դեպքում: Օգտվում ենք հետևյալ բանաձևերից.

- անվավոր տրակտորի դեպքում՝

$$G_{\text{ՅԿ}} = \frac{P_{D_{\text{նր}}}}{\varphi_{\delta} \lambda - f}, \text{ և,} \quad (248)$$

որտեղ φ_{δ} -ն տվյալ հողատեսքի հետ տանող անիվների կցման գործակիցն է թույլատրելի տեղապտույտի դեպքում, λ -ն՝ գործակից, որը հաշվի է առնում տրակտորի աշխատանքի տվյալ պայմաններում տանող անիվների վրա նորմալ բեռնվածությունների փոփոխությունը (4×2 անիվային բանաձևով տրակտորների համար $\lambda = 0,75 \dots 0,78$, 4×4 անիվային բանաձևով տրակտորների համար $\lambda = 1$), f -ն՝ ընտրված պայմաններում գլորման դիմադրության գործակիցը.

- թրթուրավոր տրակտորի դեպքում՝

$$G_{\text{թк}} = \frac{P_{D\text{тп}}}{\varphi_{\delta} - \xi f}, \text{ և,} \quad (249)$$

որտեղ ξ -ն ընթացային համակարգում ներքին կորուստները հաշվի առնող գործակիցն է ($\xi = 0,5$):

φ_{δ} և f գործակիցների արժեքները տրված են հավելվածի աղյուսակ 1-ում: Հաշվարկների կատարման ժամանակ անհրաժեշտ է նկատի ունենալ, որ ընդհանուր նշանակության գյուղատնտեսական տրակտորների համար, որպես հիմնական հողատեսք, ընդունվում է հատիկավորների խոզանը, իսկ համապիտանի-շարահերկ տրակտորների համար՝ պառկապինդ ցելը:

11.4. ՀԻՄՆԱՎԱՆ ԱՇԽԱՏԱՆՔԱՅԻՆ ԱՐԱԳՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ԸՆԴՊՐԿՈՒՅԹԻ ՀԱՇՎԱՐԿ

Տրակտորի աշխատանքային արագությունների շարքը պետք է համաձայնեցված լինի ճարմանդի վրա քարշային ծիգերի ընդգրկույթի և աշխատանքային արագություններին ներկայացվող ագրոտեխնիկական պահանջների հետ: Գյուղատնտեսական բազմաբնույթ աշխատանքների իրականացումն ապահովելու նպատակով տրակտորների համար նախատեսում են երեք խմբի արագություններ՝

1. տեխնոլոգիական. որոշ տեխնոլոգիական պրոցեսների իրականացման համար պահանջվող շարժման հատուկ ցածր, ինչպես նաև գյուղատնտեսական գործիքների և մեքենաների հետ կցման ժամանակ տրակտորի մոտեցման արագություններ.

2. հիմնական. տվյալ դասի տրակտորի միջոցով իրականացվող, գյուղատնտեսական աշխատանքների մեծ մասի համար պահանջվող արագություններ.

3. տրանսպորտային. փոխադրումների և պարապ ընթացքների համար պահանջվող արագություններ:

Առաջին խմբի արագությունները ստացվում են տրակտորի ուժային փոխանցման սխեմայում ընթացքի դանդաղեցուցիչների կամ ուրիշ մեխանիզմների կիրառմամբ: Այս արագությունների համար քարշային հաշվարկ չի կատարվում, քանի որ աշխատանքի այս ռեժիմներում չկա տրակտորի ճարմանդի վրա քարշային մեծ ճիգերի առաջացման անհրաժեշտություն:

Անվավոր տրակտորները պետք է ունենան երկուսից ոչ պակաս տրանսպորտային արագություններ: Դրանց քանակը և անվանական արժեքները կախված են տրակտորի ընթացային մասի և կախոցի համակարգի տիպից, ինչպես նաև կառուցվածքային պարամետրերից: Յաշվի առնելով տիպաժի պահանջները և զարգացման հեռանկարները՝ հանձնարարվում է նոր նախագծվող տրակտորների համար առավելագույն տրանսպորտային արագությունն ապահովել 30...40 կմ/ժ միջակայքում: Միջանկյալ V_T տրանսպորտային արագությունը որոշվում է որպես ընտրված առավելագույն հիմնական V_{Tz} աշխատանքային արագության միջին երկրաչափական կամ թվաբանական մեծություն, այսինքն՝

$$V_T = \sqrt{V_{T_{\max}} \cdot V_{Tz}} \quad \text{կամ} \quad V_T = 0,5(V_{T_{\max}} + V_{Tz}):$$

Թրթուրավոր տրակտորների համար սովորաբար նախատեսվում է մեկ տրանսպորտային արագություն $V_T = 3,3...4,17$ մ/վ կամ $V_T = 12...15$ կմ/ժ միջակայքում: Տրանսպորտային արագությունների համար քարշային հաշվարկ չի կատարվում:

Արագությունների երկրորդ խմբին են պատկանում տրակտորի շարժման հիմնական արագությունները, որոնց անվանում են նաև անվանական կամ հաշվարկային: Սրանք որոշվում են տրակտորի շարժման տեսական արագությունների արժեքներով, երբ շարժիչի ծնկաձև լիսեռը պտտվում է անվանական հաճախությամբ: Այս արագություն-

ների արժեքների որոշումը և դրանց շարքի ստրուկտուրայի ըֆտրու-
թյունը քարշային հաշվարկի հիմնական խնդիրներից են:

Արագությունը, որով պետք է աշխատի տրակտորը ճարմանդի
վրա հաշվարկային քարշիչ ուժի զարգացմամբ, երբ շարժիչն ըստ
անվանական պտտող մոմենտի բեռնավորված է ամբողջությամբ, կոչ-
վում է առաջին հաշվարկային աշխատանքային արագություն՝ V_{p1} :

Առավելագույն V_{pz} աշխատանքային արագությամբ տրակտորը պետք է
շարժվի, երբ աշխատում է ճարմանդի վրա նվազագույն քարշիչ ուժի
զարգացմամբ: Վերջին դեպքում բավարար է ապահովել տրակտորի
նվազագույն շահագործական կշիռը:

Առավելագույն հիմնական աշխատանքային V_{pz} արագության
հարաբերությունը նվազագույն հիմնական աշխատանքային V_{p1} արա-
գությանն անվանում են տրակտորի հիմնական աշխատանքային արա-
գությունների ընդգրկույթ՝ D_V .

$$D_V = \frac{V_{pz}}{V_{p1}},$$

որի հաշվարկման համար օգտվում են հետևյալ արտահայտությունից.

$$D_V = \gamma D_{kp} \frac{P_{D_{\text{մք}}} + fG_{\text{թք}}}{P_{D_{\text{մք}}} + D_{kp} fG_{\text{թք min}}}, \quad (250)$$

որտեղ $\gamma = 0,85$ -ը շարժիչի բեռնավորման նվազագույն թույլատրելի
գործակիցն է:

Նախագծվող նոր տրակտորների համար, կախված դրանց տի-
պից և նշանակությունից, առավելագույն հիմնական արագությունն
ընտրվում է երաշխավորվող արժեքների միջակայքից՝ անվավոր
տրակտորների դեպքում՝ (10...12) կմ/ժ:

Նվազագույն հիմնական աշխատանքային արագությունը որոշ-
վում է ստորև բերված բանաձևով՝

$$V_{p1} = \frac{V_{pz}}{D_V}: \quad (251)$$

Աշխատանքային արագությունների Z ընդհանուր թիվը որոշվում է հետևյալ արտահայտությամբ.

$$Z = \frac{\lg D_v}{\lg \Delta} + 1, \quad (252)$$

որտեղ Δ -ն շարժիչի աշխատանքի ռեժիմի փոփոխման՝ տնտեսապես նպատակահարմար ընդգրկույթն է՝

$$\Delta = \frac{1}{2\eta - 1}, \quad (253)$$

որտեղ η -ն շարժիչի թերկամ գերբեռնման պայմաններում դրա հզորության օգտագործման՝ տնտեսապես արդարացված գործակիցն է, որը դիզելների դեպքում ընդունվում է $\eta \approx K_{\text{հար}}$, որտեղ $K_{\text{հար}}$ -ն ըստ պտտող մոմենտի շարժիչի բեռնավորման գործակիցն է՝

$$K_{\text{հար}} = 0,98K_M - 0,5K_{\text{տր}}$$

K_M -ն ըստ պտտող մոմենտի շարժիչի հարմարվողականության հաշվարկային գործակիցն է, $K_M = 1,15$, $K_{\text{տր}}$ -ն՝ քարշային դիմադրության անհավասարաչափության գործակիցը, $K_{\text{տր}} = 0,28 \dots 0,38$:

11.5. ՀԻՄՆԱԿԱՆ ԱՇԽԱՏԱՆՔԱՅԻՆ ԱՐԱԳՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ՇԱՐՔԻ ԿԱՌՈՒՑՎԱԾՔԸ

Այն անհրաժեշտ է որոշել ըստ առանձին փոխանցումների միջև ռացիոնալ հարաբերակցությունների, այսինքն՝ համաձայն որոշակի պայմանների: Դրանք են շարժիչի բեռնավորման աստիճանի միանման փոփոխությունները մի փոխանցումից մյուսին անցնելիս (երկրաչափական շարժ), քարշային ճիգերի միջև միանման միջակայքերը բոլոր փոխանցումների համար (թվաբանական շարժ), միանման միջակայքերը արագությունների և շոշափող քարշիչ ուժերի փոփոխությունների միջև (ներդաշնակ շարժ), առավելագույն արտադրողականության ապահովումը (ռացիոնալ շարժ):

Գործնական հաշվարկների ժամանակ առավել հաճախ կիրառում են երկրաչափական կամ թվաբանական շարժերը: Օպտիմալից երկրա-

չափական շարքի շեղումների հետևանքով արտադրողականության նվազումը մեծ թվով (երեքից ավելի) փոխանցումների դեպքում նկատելի չէ, ուստի փոխանցումները սովորաբար բաշխում են ըստ երկրաչափական շարքի:

Երկրաչափական շարքի հիմնական առնչություններն են՝

$$\begin{aligned} \frac{i_{T1}}{i_{T2}} = \frac{i_{T2}}{i_{T3}} = \dots = \frac{i_{Tz-1}}{i_{Tz}} &= q = const, \\ \frac{P_{\text{ՅՔ1}}}{P_{\text{ՅՔ2}}} = \frac{P_{\text{ՅՔ2}}}{P_{\text{ՅՔ3}}} = \dots = \frac{P_{\text{ՅՔZ-1}}}{P_{\text{ՅՔZ}}} &= q = const, \\ \frac{V_{p2}}{V_{p1}} = \frac{V_{p3}}{V_{p2}} = \dots = \frac{V_{pz}}{V_{pz-1}} &= q = const, \end{aligned}$$

որտեղ $P_{\text{ՅՔZ}}$ -ն տանող անիվների վրա շոշափող քարշիչ ուժն է (շրջագծային ճիգը) առավելագույն հիմնական աշխատանքային արագության դեպքում, q -ն՝ երկրաչափական շարքի հայտարարը, Z -ը՝ աշխատանքային արագությունների ընդհանուր քանակը:

Բերված հավասարումներից երևում է, որ՝

$$q = z^{-1} \sqrt{\frac{V_{pz}}{V_{p1}}} = z^{-1} \sqrt{\frac{P_{\text{ՅՔ1}}}{P_{\text{ՅՔZ}}}} = z^{-1} \sqrt{\frac{i_{T1}}{i_{Tz}}},$$

կամ՝

$$q = z^{-1} \sqrt{D_V} : \tag{254}$$

$$V_{p2} = V_{p1} \cdot q, \quad V_{p3} = V_{p2} \cdot q, \dots, \quad V_{pz} = V_{pz-1} \cdot q = V_{p1} \cdot q^{z-1} :$$

Երկրաչափական շարքի հավասարումներով որոշվում են հիմնական աշխատանքային արագությունների տեսական արժեքները:

11.6. ՇԱՐԺԻՉԻ ՊԱՅԱՆՋՎՈՂ ԳՁՈՐՈՒԹՅԱՆ ՀԱՇՎԱՐԿԸ

Տրված քարշիչ ուժի ապահովման համար շարժիչի անհրաժեշտ հզորությունը որոշում են՝ ելնելով տրակտորի քարշային և արագային պարամետրերից: Ընդ որում՝ անհրաժեշտ է հաշվի առնել, որ տրակտորային ագրեգատի շարժմանը դիմադրող ուժերն իրենց բնույթով կայուն չեն և ժամանակի ընթացքում անընդհատ փոփոխվում են բավականին լայն միջակայքում: Այդ պատճառով շարժիչի անվանական արդյունավետ հզորությունը որոշում են հետևյալ արտահայտությամբ.

$$N_e = \frac{(P_H + fG_{\text{ճԿ}}) V_{\text{p1}}}{1000 \cdot \eta_{\text{TP}}}, \text{ կՎտ}, \quad (255)$$

որտեղ η_{TP} -ն տրանսմիսիայի օ.գ.գ-ն է առաջին փոխանցման դեպքում

($\eta_{\text{TP}} = 0,9$):

Շարժիչի ստացված (հաշվարկային) հզորության արժեքը ճշտում են՝ ստուգելով տրակտորի աշխատանքը՝

ա) հզորության անջատման լիսեռից շարժաբերվող և առաջադրանքով տրված մեքենաների կամ նախատիպ համարվող տրակտորի հետ ագրեգատավորվելիս (հավելվածի աղ. 4-ը) օգտվում են հետևյալ բանաձևից.

$$N_e \geq \frac{(P_H + fG_{\text{ճԿ}}) V_{\text{p1}}}{1000 \cdot \eta_{\text{TP}}} + \frac{N_{\text{ԲՕՄ}}}{\eta_{\text{ԻՊ}}}, \text{ կՎտ},$$

որտեղ P_H -ն աշխատանքային մեքենայի քարշային դիմադրության ուժն է, Ն, V_{p1} -ը՝ աշխատանքային մեքենայի աշխատանքային անվանական արագությունը, մ/վ, N_M -ն՝ աշխատանքային մեքենայի շարժահաղորդման համար պահանջվող հզորությունը, կՎտ, $\eta_{\text{ԻՊ}} = 0,9$ -ը՝ աշխատանքային մեքենայի հաղորդակի (հզորության անջատման լիսեռի) օ.գ.գ-ն.

բ) կցորդով տրանսպորտային փոխադրումներ կատարելիս (միայն անվավոր տրակտորների համար) հետևյալ բանաձևով.

$$N_e \geq \frac{(f+i+\delta \frac{j}{g})(G_{\text{эк}} + Q_{\text{cu}}) V_{\text{TP}}}{1000 \cdot \eta_{\text{TP}}}, \text{ կՎտ,}$$

որտեղ i -ն տեղանքի այն թեքությունն է, որը տրակտորային գնացքը կարող է հաղթահարել առանց ցածրագույն փոխանցման անցնելու ($i = 0,05$), δ -ն՝ ագրեգատի պտտվող զանգվածների ազդեցությունը հաշվի առնող գործակիցը, $\delta = 1,15$, j -ն՝ տրանսպորտային ագրեգատի թափառքի արագացումը, ընդունում են $\frac{j}{g} = 0,1$, Q_{cu} -ը՝ կցորդի

ընդհանուր կշիռը, Ն, V_{TP} -ը՝ ագրեգատի տրանսպորտային արագությունը, մ/վ:

Շարժիչի հզորության և տրակտորի կշռի հաշվարկված արժեքների հիմնավոր լինելը կարելի է ստուգել՝ որոշելով տրակտորի տեսակարար կշիռը՝ G_T -ն՝

$$G_T = \frac{G}{N_e}, \text{ կն/կՎտ:}$$

Ժամանակակից լավագույն անվավոր տրակտորների համար այս ցուցանիշը 0,48...0,54 կն/կՎտ միջակայքում է:

Հզորության ստացված արժեքը կլրացվում է մինչև ամբողջ թիվ, և ըստ այդմ՝ ընտրվում կան նախագծվում է նոր շարժիչ:

Շարժիչի քարշային հատկությունները գնահատվում են համաձայն պտտող մոմենտի K_M հարմարվողականության և պտտտաթվերի նվազման K_n գործակիցների՝

$$K_M = \frac{M_{\text{экmax}}}{M_H}, \quad K_n = \frac{n_M}{n_H},$$

որտեղ $M_{\text{ЭКmax}}$ -ը շարժիչի առավելագույն պտտող մոմենտն է, $M_{\text{н}}$ -ը՝ շարժիչի հաշվարկային անվանական պտտող մոմենտը, n_M -ն՝ շարժիչի առավելագույն մոմենտին համապատասխանող պտուտաթվերը:

Տրակտորային դիզելների համար երաշխավորվում են $K_M = 1,15$ և $K_n = 0,63...0,75$ արժեքները:

Որպես հիմնական շարժիչներ՝ տրակտորներում սովորաբար կիրառում են քառատակտ դիզելներ:

Վերջնականապես որոշելով շարժիչի հզորությունը և տիպը՝ հաշվարկում են դրա անվանական պտտող մոմենտի արժեքը՝

$$M_{\text{н}} = 9555 \frac{N_e}{n_{\text{н}}} : \quad (256)$$

Ծնկաձև լիսեռի անվանական պտուտաթվերի համար երաշխավորվում են $n_{\text{н}} = 1800...2200$ ռոպե⁻¹ արժեքները:

11.7. ԴԻԶԵԼԻ ԿԱՐԳԱՎՈՐԻՉ ԲՆՈՒԹԱԳԻՐԸ

Շարժիչի շահագործական հատկությունների գնահատման համար հիմնականում օգտվում են դրա արագային և կարգավորիչ բնութագրերից: Արագային բնութագիրը շարժիչի արդյունավետ N_e հզորության, պտտող M_e մոմենտի, վառելիքի ժամային G_T և տեսակարար g_e ծախսերի ֆունկցիաների՝ ծնկաձև լիսեռի պտուտաթվերից կախված գրաֆիկների համախումբն է: Այն բաղկացած է երկու հիմնական տեղամասերից՝ ոչ կարգավորիչ, որի վրա լիսեռի պտտման հաճախությունը փոփոխվում է նվազագույն կայունից (n_o) մինչև անվանական ($n_{\text{н}}$) արժեքները, իսկ շարժիչն աշխատում է գերբեռնվածությամբ, և կարգավորիչ, որի վրա լիսեռի պտտման հաճախությունն աճում է անվանական $n_{\text{н}}$ արժեքից մինչև պարապ ընթացքի առավելագույն n_x արժեքը:

Քանի որ արագային բնութագրի հիմնական մասը (լիսեռի պտուտաթվերի անհամեմատ ավելի մեծ միջակայքը) բաժին է ընկնում ոչ

կարգավորիչ տեղամասին (համաձայն որի՝ դիզելը կարճ ժամանակահատվածներում է աշխատում), կարգավորիչ տեղամասն ավելի հարմար է ուսումնասիրել արգունների փոփոխման ավելի մեծ միջակայքում՝ կարգավորիչ բնութագրի վրա, որն իրենից ներկայացնում է ֆունկցիաների գրաֆիկներ՝

$$n = f(M_e), N_e = f(M_e), G_\tau = f(M_e), g_e = f(M_e):$$

Քանի որ շարժիչի կարգավորիչ բնութագիրը ստացվում է տարբեր կահավորվորման դիզելներից և տարբեր պայմաններում, առանձնացնում են նույն շարժիչի մի քանի տիպի արդյունավետ հզորություններ:

Անվանական հզորություն. կարգավորված և մինչև 60 ժամ զեղում անցած նոր դիզելի արդյունավետ հզորությունն է: Այն որոշում են առանց քամհարի, օդագտիչի, խլացուցիչի, կայծկլանիչի, արտածման խողովակաշարի և աշխատած գազերի չեզոքացուցիչի դիզելի աշխատանքի ժամանակ շարժիչի վրայից հանված կամ անջատված գեներատորի, կոմպրեսորի և հիդրոմղիչի դեպքում: Այս հզորությունը երաշխավորվում է պատրաստող գործարանի կողմից ծնկածն լիսեռի անվանական պտուտաթվերի, վառելիքի լրիվ մատուցման, կայուն մթնոլորտային պայմանների, վառելիքի ջերմաստիճանի ու խտության դեպքում:

Նետտո հզորություն. կարգավորված և մինչև 60 ժամ զեղում անցած նոր դիզելի արդյունավետ հզորությունն է շարժիչը սպասարկող բոլոր սարքավորումների առկայության դեպքում, սակայն դիզելը չսպասարկող սարքավորումների անջատված վիճակում: Ընդ որում՝ ապահովվում է վառելիքի լրիվ մատուցումը:

Շահագործական հզորություն. նետտո հզորությունն է ծնկածն լիսեռի անվանական պտուտաթվերի, կայուն մթնոլորտային պայմանների, վառելիքի ջերմաստիճանի ու խտության, շարժիչը սպասարկող բոլոր սարքավորումների աշխատանքի դեպքում:

Գյուղատնտեսական նշանակության տրակտորների վրա տեղադրվող մի քանի դիզելների տեխնիկական տվյալները տրված են հավելվածի աղյուսակ 3-ում:

Նոր նախագծվող շարժիչի նետտո հզորության կարգավորիչ բնութագրի կառուցման համար ելակետային են N_{eN} (կվտ) շահագործական հզորությունը, դրան համապատասխան անվանական n_{H}

(րոպե⁻¹) պտուտաթվերը և վառելիքի տեսակարար g_{eN} (գ/կվտ·ժ) ծախսը:

Շարժիչի անվանական պտուտաթվերին համապատասխան պտտող մոմենտը որոշվում է հետևյալ բանաձևով.

$$M_{eN} = \frac{3 \cdot 10^4 \cdot N_{eN}}{\pi n_H}, \text{ և.մ.}$$

Շարժիչի առավելագույն ոլորող մոմենտը որոշվում է այս բանաձևով`

$$M_{e\max} = \frac{100 + \mu_K}{100} M_{eN}, \text{ և.մ.},$$

որտեղ μ_K -ն պտտող մոմենտի կարգավորիչ պաշարի գործակիցն է (հավելվածի աղ. 3-ը):

Առավելագույն պտտող մոմենտին համապատասխան պտուտաթվերը` $n_M = K_n \cdot n_n$, որտեղ K -ն շարժիչի հարմարվողականության գործակիցն է ըստ պտուտաթվերի (ժամանակակից դիզելների համար երաշխավորվում են $K_n = 0,75 \dots 0,65$ արժեքները):

Շահագործական հզորությանը համապատասխան վառելիքի ժամային ծախսը`

$$G_{\tau N} = \frac{g_{eN} \cdot N_{eN}}{1000}, \frac{\text{կգ}}{\text{ժ}}, \tag{257}$$

Բնութագրի կարգավորիչ տեղամասում պտուտաթվերի կախվածությունը պտտող մոմենտից կորոշվի հետևյալ կերպ.

$$n_i = n_x - (n_x - n_n) \frac{M_{ei}}{M_{eN}}, \text{ րոպե}^{-1}, \tag{258}$$

որտեղ M_{ei} -ն կարգավորիչ տեղամասում պտտող մոմենտի ընթացիկ արժեքներն են (ընտրվում են $0 \dots M_{eN}$ միջակայքից 4 կետից ոչ պակաս քանակով):

Պարապ ընթացքի պտուտաթվերը որոշվում են հետևյալ բանաձևով.

$$n_x = n_n \frac{200 + \delta}{200 - \delta}, \text{ րոպե}^{-1}, \quad (259)$$

որտեղ δ -ն կարգավորիչի անհավասարաչափության աստիճանն է ($\delta = 4 \dots 8 \%$):

Բնութագրի այս տեղամասում վառելիքի ժամային ծախսը ներկայացվում է հզորության գծային ֆունկցիայով՝

$$G_{\tau i} = (G_{\tau N} + G_{\tau X}) \frac{M_{ei} \cdot n_i}{M_{eN} \cdot n}, \text{ կգ/ժ}, \quad (260)$$

որտեղ $G_{\tau X}$ -ն շարժիչի աշխատանքի պարապ ընթացքի ռեժիմում վառելիքի ժամային ծախսն է, որը ժամանակակից դիզելների համար հաշվվում է հետևյալ բանաձևով.

$$G_{\tau X} = (0,2 \dots 0,3) G_{\tau N}:$$

Բնութագրի կարգավորիչ տեղամասում $n = f(M_e)$ և $G_{\tau} = f(M_e)$ կախվածությունները կառուցվում են հետևյալ կերպ.

$$n_j = n_n \left[K + (1-K) \sqrt{\frac{M_{emax} - M_{ej}}{M_{emax} - M_{eN}}} \right], \text{ րոպե}^{-1}, \quad (261)$$

$$G_{\tau j} = G_{\tau N} \left[\frac{\gamma - K_n^2}{1 - K_n} \left(1 - \frac{n}{n_H} \right) + \left(\frac{n}{n_H} \right)^2 \right] \frac{M_{ej} n}{M_{eN} n_H}, \text{ կգ/ժ}, \quad (262)$$

որտեղ M_{ej} -ն պտտող մոմենտի ընթացիկ արժեքներն են կարգավորիչ ճյուղի շարժիչի աշխատանքի ռեժիմում (ընտրվում են $M_{emax} \dots M_{eN}$ միջակայքից 3 կետից ոչ պակաս քանակով՝ $M_{e1}, M_{e2} \dots$), γ -ն՝ բնութագրի կարգավորիչ (արագային) տեղամասում վառելիքի տեսա-

կարար ծախսի փոփոխման աստիճանը՝ $\gamma = \frac{g_{eM}}{g_{eN}}$, ժամանակակից

շարժիչների համար $\gamma = 1, 1 \dots 1, 2$:

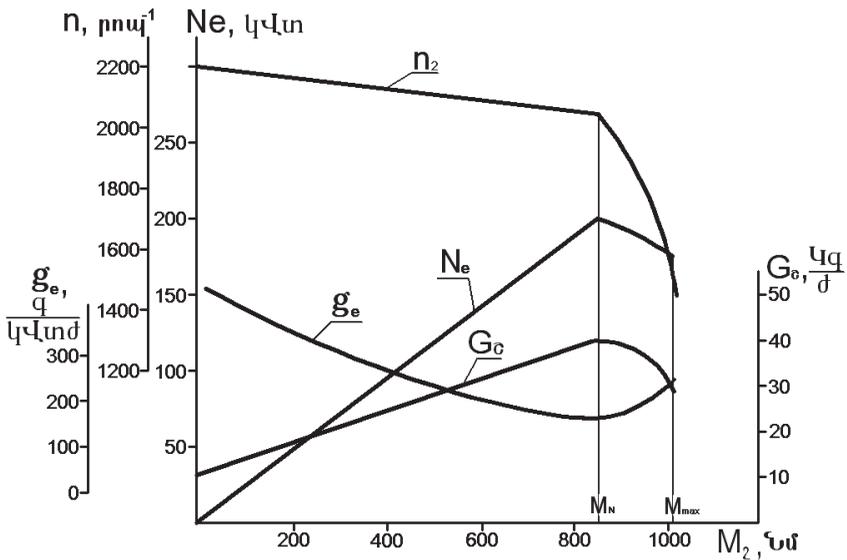
Շարժիչի հզորությունը տրված $M_{ei}(M_{ej})$ արժեքների դեպքում համեմատական է n_i և n_j պտուտաթվերին՝

$$N_{ei(j)} = 10^{-3} \frac{\pi n_i(j)}{30} \times M_{ei(j)}, \text{ կՎտ} : \quad (263)$$

Վառելիքի տեսակարար ծախսը որոշվում է հետևյալ բանաձևով.

$$g_{ei(j)} = 10^3 \cdot \frac{G_{zi(j)}}{N_{ei(j)}}, \text{ գ/կՎտ.ժ} : \quad (264)$$

Չաշվարկների արդյունքներով կառուցվում է շարժիչի կարգավորիչ բնութագիրը (նկ.76) :



Նկ.76. 200 կՎտ հզորության դիզելի կարգավորիչ բնութագիրը:

11.8. ՏԱՆՈՂ ԱՆԻՎԵՐՏԻ ՉԱՓԵՐԻ ՈՐՈՇՈՒՄԸ

Անվավոր տրակտորների նախագծման ժամանակ անիվների չափերը նախապես ընտրվում են ըստ դրանց առավելագույն բեռնվածության: Տարբեր տրամագծի անիվներով և 4x2 անիվային բանաձևով տրակտորի հարմարադասման ընթացքում մեկ տանող անվադողի վրա

կշռային G_w բեռնվածությունը մոտավորապես ընդունում է $G_w \approx \frac{2}{5} G_{\text{ՅԿ}}$

տեսքը: Դողի վրա թույլատրելի բեռնվածությունը կախված է նաև դրա մեջ օդի ճնշման արժեքից. տանող անիվների դողերում երաշխավորվող ճնշումը պետք է լինի՝

$$P_w = (0,08 \dots 0,12) \text{ մՊա:}$$

Բոլոր տանող և նույն տրամագծով անիվներով տրակտորների դեպքում ստատիկ վիճակում կշռի տարաբաշխումը կատարվում է այնպես, որ տրակտորի կշռի 60 %-ն ընկնի առջևի անիվների վրա, որպեսզի հաշվարկային քարշիչ ուժի զարգացման դեպքում կշիռն ըստ կամրջակների վերաբաշխվի հավասարապես: Այս դեպքում յուրաքանչյուր անվի վրա բեռնվածությունը պետք է որոշել $G_w = \frac{1}{3} G_{\text{ՅԿ}}$ հարաբե-

րակցությամբ:

Անվի վրա շառավղային բեռնվածության որոշումից հետո տեղեկատու աղյուսակներից ընտրվում է դողը՝ ըստ դրանում օդի ճնշման արժեքի և տրակտորի կառուցվածքային առանձնահատկությունների: Ավելի լայն անվագոտու վրա դողի նստեցման դեպքում դրա նշանակման առաջին անդամը կոտորակային է, որի համարիչում տրվում է լայնացված անվագոտու կիրառման դեպքում դողի պրոֆիլի լայնությունը, իսկ հայտարարում՝ ստանդարտ անվագոտու կիրառման դեպքում դողի պրոֆիլի լայնությունը: Ավելի լայն անվագոտու կիրառումը նույն ներքին ճնշման դեպքում հանգեցնում է դողի բեռնատարողության ավելացման:

Բեռնված վիճակում տանող անիվների հաշվարկային շառավիղը՝

$$r_a = 0,5d + (0,8 \dots 0,85) b, \text{ մ,}$$

որտեղ d -ն անվագոտու տրամագիծն է, b -ն՝ դողի պրոֆիլի լայնությունը ստանդարտ անվագոտու վրա:

Թրթուրավոր տրակտորների համար տանող աստղանիվի հաշվարկային շառավիղը որոշում են հետևյալ բանաձևով.

$$r_p = \ell \frac{z_3}{2\pi}, \text{ մ}, \quad (265)$$

որտեղ ℓ -ն թրթուրային օղակի քայլն է, z_3 -ն՝ թրթուրավոր շարժաբերի տանող աստղանիվի ատամների թիվը, ℓ -ն և z_3 -ն՝ պարամետրերի արժեքները, որոնք ընդունվում են նախատիպ համարվող տրակտորի տվյալներին համապատասխան (հավելվածի աղ. 4-ը):

11.9. ՏՐԱՆՍԻՄԻԱՅԻ ՓՈԽԱՆՑՄԱՆ ԹՎԵՐԻ ՈՐՈՇՈՒՄԸ

Առաջին հիմնական աշխատանքային արագությանը համապատասխան տրանսմիսիայի փոխանցման թիվը որոշվում է հետևյալ բանաձևով.

$$i_{\text{տր1}} = \frac{(P_{D. \text{H}} + fG_{\text{ЭК}})r_d}{M_e \eta_{\text{տր1}}}: \quad (266)$$

Այն կոչվում է ուժային, քանի որ որոշվում է ըստ գործող մոմենտի:

Փոխանցման թիվը կարելի է հաշվել նաև ըստ ընդունված առաջին հիմնական աշխատանքային V_{p1} արագության՝

$$i'_{\text{տր1}} = 0,104 \frac{r_d n_{\text{H}}}{V_{\text{p1}}}: \quad (267)$$

Եթե $i_{\text{տր1}}$ և $i'_{\text{տր1}}$ արժեքների տարբերությունը 5 %-ից ավելի է, ապա նախկինում ընտրված V_{p1} արագության արժեքը ճշտվում է, և կատարվում է վերահաշվարկ:

Յետագա հաշվարկների համար, որպես առաջին փոխանցման թիվ, ընդունվում է $i_{\text{տր1}}$ արժեքը: Մյուս փոխանցման թվերը որոշվում են

ըստ արագությունների շարքի ընդունված կառուցվածքի հարաբերակցությունների՝

$$i_{\text{тp2}} = \frac{i_{\text{тp1}}}{q}, i_{\text{тp3}} = \frac{i_{\text{тp2}}}{q}, \dots, i_{\text{тpz}} = \frac{i_{\text{тpz-1}}}{q} :$$

11.10. ՏՐԱԿՏՈՐԻ ՏԵՍԱԿԱՆ ՔԱՐԻԱՅԻՆ ԲՆՈՒԹԱԳՐԻ ԿԱՌՈՒՑՈՒՄԸ

Քարշային բնութագիրը հստակ պատկերացում է տալիս տրակտորի քարշային և վառելիքատնտեսական ցուցանիշների մասին: Հաշվարկային տվյալներով կառուցված քարշային բնութագիրը կոչվում է տեսական: Այն կառուցում են հորիզոնական տեղամասի վրա տրակտորի կայունացած աշխատանքի համապատասխանությամբ և որոշակի հողատեսքի համար:

Քարշային բնութագիրը կարելի է ներկայացնել գծապատկերի տեսքով, որը բաղկացած է վերին և ստորին կիսաբաժիններից: Օժանդակ նշանակություն ունեցող ստորին կիսաբաժնի վրա տրվում են տրակտորային շարժիչի ելակետային տվյալները (պարամետրերը): Բուն քարշային բնութագիրը կառուցվում է գրաֆիկի վերին կիսաբաժնում: Այստեղ տրվում են մի շարք կորեր, որոնք ցույց են տալիս, թե տրված հողատեսքի պայմաններում ճարմանդային բեռնվածությունից կախված ինչպես են փոխվում տրակտորի հիմնական ցուցանիշները՝ շարժման արագությունը, ճարմանդային հզորությունը, տանող անիվների տեղապատույտը, քարշային օ.գ.գ-ն և վառելիքի տեսակարար ծախսը:

Տեսական քարշային բնութագրի կառուցումը սկսում են՝ ընտրելով կոորդինատային առանցքները և մասշտաբները: Աբսցիսների առանցքի վրա բնութագրի վերին կիսաբաժնի կոորդինատների սկզբնակետը նշանակում են O տառով (նկ. 77), և ընտրված մասշտաբով ճարմանդի վրա տեղադրում քարշիչ P_D ուժի արժեքները: Որպես բնութագրի ստորին կիսաբաժնի կոորդինատների սզբնակետ՝ ընդունում են O_f կետը, որը զետեղված է O կետից ձախ՝ նույն մասշտաբով տրակտորի գլորման դիմադրության P_f ուժին հավասար հեռավորության վրա:

Քարշային բնութագրի ստորին կիսաբաժնի կառուցումը:

Գրաֆիկի ստորին կիսաբաժնում կառուցվում է տրակտորային շարժիչի կարգավորիչ բնութագիրը՝ որպես պտտող մոմենտի ֆունկցիա: Այս կառուցումը կրկնվում է տրակտորի հիմնական աշխատանքային արագությունների թվին համապատասխան:

Ենթադրվում է, որ գլորման դիմադրության f գործակցի արժեքը հաստատուն է տրակտորի աշխատանքի բոլոր ռեժիմներում: Այս դեպքում, ըստ ստորին կիսաբաժնի արագիսների առանցքի, տեղադրված $P_f + P_{kp}$ հատվածները կհամապատասխանեն P_{kp} շոշափող քարշիչ ուժի արժեքներին: Ենթադրվում է նաև, որ տրանսմիսիայի մեխանիկական օ.գ.գ-ի արժեքը յուրաքանչյուր փոխանցման համար նույնն է՝ անկախ տրակտորի բեռնավորման աստիճանից: Աշխատանքի սովորական շահագործական ռեժիմների համար, երբ տրակտորի բեռնավորումը բավականին մեծ է, նման ենթադրությունն ընդունելի է: Այս դեպքում, համաձայն բանաձևի, տրակտորի շոշափող քարշիչ ուժն ուղիղ համեմատական է շարժիչի պտտող մոմենտին: Հետևաբար՝ ստորին կիսաբաժնի արագիսների առանցքի վրա տեղադրված P_k հատվածները համապատասխանում են ընտրված մասշտաբով շարժիչի պտտող մոմենտների արժեքներին, որոնց մասշտաբը կախված է տրանսմիսիայի փոխանցման թվից, և յուրաքանչյուր փոխանցման համար այն տարբեր է՝

$$P_k = \frac{M_{\text{тр}}^i \eta_{\text{тр}}}{r_d} :$$

Շարժիչի պտտող մոմենտների մասշտաբային սանդղակը կառուցելիս, ըստ վերը բերված բանաձևի, հաշվարկում են շոշափող քարշիչ ուժերը բոլոր փոխանցումների համար՝ շարժիչի առավելագույն հզորությանը համապատասխանող պտտող մոմենտի (M_{eN}) կիրառմամբ: Հաշվարկով ստացված շոշափող քարշիչ ուժերը արագիսների առանցքի վրա պատկերող հատվածները, ըստ փոխանցումների, տեղափոխվում են վար մոմենտների մասշտաբային սանդղակների վրա (նկ. 77), և ընդունվում է, որ դրանցից յուրաքանչյուրը ներկայացնում է շարժիչի անվանական M_{eN} պտտող մոմենտը համապատասխան

մասշտաբով: Մասշտաբային սանդղակների վրա, համաձայն նկարագրվածի, տեղադրվում են նաև $M_{e\max}$ և M_{ej} մոմենտներին համապատասխանող կետերը:

Յուրաքանչյուր փոխանցման համար ստացված կետերից տարվում են ուղղաձիգներ քարշային բնութագրի ողջ բարձրությամբ: Այնուհետև գրաֆիկի ստորին կիսաբաժնի վրա կառուցվում են ծնկաձև լիսեռի պտտման n_H հաճախությունների, շարժիչի N_e արդյունավետ հզորությունների և վառելիքի G_τ ժամային ծախսերի կորերը՝ յուրաքանչյուր փոխանցման համար, իր մասշտաբային սանդղակին համապատասխան:

Համանուն կորերն առաջացնում են փնջեր ընդհանուր կենտրոնով: Արդյունավետ N_e հզորությունների կորերի փնջի կենտրոնը գտնվում է կորորդինատների O_7 սկզբնակետում, իսկ դրանց գագաթները մեկ հորիզոնական գծի վրա են, որի օրդինատը, համաձայն ընդունված մասշտաբի, հավասար է շարժիչի արդյունավետ անվանական հզորությանը:

G_τ կորերը սկսվում են օրդինատների առանցքի վրա շարժիչի պարապ ընթացքի վառելիքի ժամային $G_{\tau x}$ ծախսին համապատասխանող կետից, իսկ գագաթները դասավորված են վառելիքի առավելագույն ժամային $G_{\tau\max}$ ծախսին (ընդունված մասշտաբով) հավասար հորիզոնականի վրա:

Քարշային բնութագրի վերին կիսաբաժնի կառուցումը: Ծնկաձև լիսեռի n_H պտուտաթվերի կորերի փնջի կենտրոնը գտնվում է օրդինատների առանցքի վրա այն կետում, որի օրդինատը (ըստ ընդունված մասշտաբի) հավասար է շարժիչի պարապ ընթացքի n_x պտուտաթվերին:

Կորերի՝ բնութագրի կարգավորիչ տեղամասին համապատասխանող հատվածները n_H , N_e և G_τ պարամետրերի համար ուղիղ գծեր են, որոնք փնջերի կենտրոնները միացնում են համապատասխան պարամետրերի գրաֆիկների գագաթների հետ: Բնութագրի գերբեռնա-

վորման տեղամասուն կորերը ստացվում են՝ նշանակված կետերը սահուն գծով միացնելով: Սրանք ավարտվում են պտտող մոմենտի առավելագույն արժեքներին համապատասխանող ուղղաձիգների վրա:

Այն սկսվում է տեղապտույտի կորի կառուցմամբ: Տանող անջվների (թրթուրավոր շարժաբերի) տեղապտույտը որոշող հիմնական պարամետրերն են տանող անիվների հենման հարթության վրա ընկնող կշիռը և այդ հարթության հետ շարժաբերների կցման գործակիցը: Վերջինս կախված է շարժաբերի կառուցվածքից, հպման մակերեսից, հողի ստրուկտուրայից և այլն:

Նախագծային հաշվարկների համար տանող անիվների և թրթուրավոր շարժաբերի տեղապտույտի արժեքները խորհուրդ է տրվում ընդունել ըստ նախատիպ-տրակտորի, եթե դրա և նախագծվող տրակտորի կշիռները հավասար են: Եթե նախատիպ-տրակտորի կշիռը քարշային հաշվարկի արդյունքում ստացվածից տարբերվում է ավելի քան 5 %-ով, ապա նախագծվող տրակտորի տեղապտույտի կորն անհրաժեշտ է կառուցել ըստ ենպիրիկ բանաձևերի:

Ենպիրիկ բանաձևերի կիրառման դեպքում բավարար ճշտության արդյունքներ են ստացվում տրակտորի հաշվարկային շոշափող քարշիչ ուժի օգտագործման $\rho_{\text{кр}}$ գործակցի ներմուծման ժամանակ.

$$\rho_{\text{кр}} = \frac{P_{\text{к}}}{P_{\text{крас}}}, \quad (268)$$

որտեղ $P_{\text{к}}$ -ն շոշափող քարշիչ ուժի ընթացիկ արժեքն է, $P_{\text{крас}}$ -ն՝ շոշափող քարշիչ ուժի հաշվարկային արժեքն ըստ կցման, երբ անվավոր տրակտորների դեպքում տեղապտույտը՝ $\delta=15\%$, իսկ թրթուրավոր տրակտորների դեպքում՝ 5% :

Այս պարամետրը ցույց է տալիս տրակտորի քարշային հնարավորությունների օգտագործման աստիճանն ըստ կցման: Եթե շարժաբերների կառուցվածքային պարամետրերը (անիվների լայնությունը և այլն) նախատիպի և նախագծվող տրակտորի մոտ հավասար են կամ տարբերվում են աննշան չափով, ապա $\rho_{\text{кр}}$ գործակցի նույնանման արժեքների դեպքում տանող անիվների տեղապտույտները կլինեն հավասար:

Տեղապտույտի կորի կառուցումն անհրաժեշտ է կատարել հետևյալ հաջորդականությամբ.

ա) տվյալ հողատեսքի համար հաշվարկել նախագծվող տրակտորի շոշափող քարշիջ ուժը.

բ) ըստ քարշային բնութագրի՝ P_k սանդղակի կոորդինատային առանցքի O_j սկզբնակետից մինչև առաջին փոխանցման P_{kmax} արժեքն

ընտրել P_k -ի ընթացիկ արժեքների՝ 10-ից ոչ պակաս կետեր (ցանկալի է, որ այդ կետերը համընկնեն ճարմանդային ուժի այն արժեքների հետ, որոնց համապատասխանում են, ըստ փոխանցումների, մոմենտների՝ սանդղակի M_{emax} , M_H և էլի մեկ կամ երկու միջանկյալ կետեր).

գ) P_k -ի ընտրված արժեքների համար որոշել ρ_{kp} գործակիցները.

դ) հաշվարկել տեղապտույտի գործակիցները (%-ներով) ըստ հետևյալ էմպիրիկ բանաձևերի՝

$$\delta = 14,3\rho_{kp} + 0,7\rho_{kp}^9 - \text{անվավոր տրակտորների դեպքում,}$$

$$\delta = 4,4\rho_{kp} + 0,6\rho_{kp}^{10} - \text{թրթուրավոր տրակտորների դեպքում.}$$

ե) ընտրված կետերից դեպի դիագրամի վերին կիսաբաժին ձգվող ուղղաձիգների վրա համապատասխան մասշտաբով տեղադրել տեղապտույտների հաշվարկված արժեքները և ստացված կետերը միացնել սահուն կորով: Կորը պետք է ավարտվի առաջին փոխանցման P_{krac} -ից տարված ուղղաձիգի վրա:

$$P_{krac} = \varphi \lambda G_{\vartheta k}, \text{ և:} \tag{269}$$

Ի տարբերություն տեղապտույտի կորի՝ քարշային բնութագրի մյուս բոլոր կորերը կառուցվում են տրակտորի յուրաքանչյուր փոխանցման համար առանձին: Կառուցումները սկսվում են տրակտորի շարժման իրական արագությունների կորերից, որոնք հաշվարկվում են յուրաքանչյուր փոխանցման P_D ընտրված արժեքների համար հետևյալ բանաձևով.

$$V_{\Delta.i} = \frac{0,104 \cdot r_{\Delta} \cdot n_{ei}}{i_{\text{тп.}i}} (1 - \delta_i), \text{ մ/վ:} \tag{270}$$

Ըստ տրակտորի շարժման իրական արագության և ճարմանդի վրա զարգացվող քարշիչ ուժի արժեքի՝ հաշվարկվում է տրակտորի ճարմանդային հզորությունը՝

$$N_{Di} = \frac{P_{Di} \cdot V_{\Delta.i}}{1000}, \text{ կվտ:} \quad (271)$$

Այնուհետև քարշային բնութագրի վրա կառուցում են վառելիքի տեսակարար ճարմանդային ծախսի կորերը, որոնց տվյալները որոշվում են հետևյալ բանաձևով.

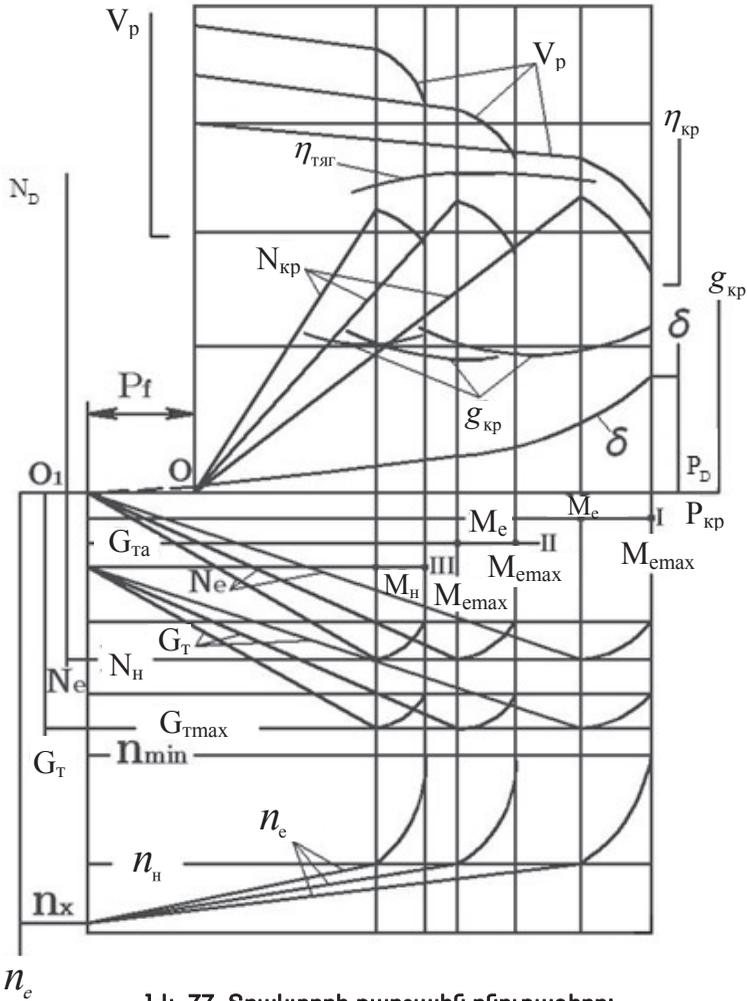
$$g_{Di} = \frac{10^3 \cdot G_{\tau i}}{N_{Di}}, \frac{q}{\text{կվտ} \cdot \text{ժ}}: \quad (272)$$

Տեսական քարշային բնութագրի կառուցման համար անհրաժեշտ բոլոր պարամետրերի հաշվարկային տվյալներն անհրաժեշտ է ամփոփել աղյուսակներում, իսկ կառուցված քարշային բնութագիրը վերլուծել ստացված ցուցանիշների գնահատման և փոփոխման բնույթի հետազոտման, ինչպես նաև դրանց վրա տարբեր գործոնների ազդեցության բացահայտման համար:

Ըստ քարշային բնութագրի՝ կարելի է որոշել տրակտորի քարշային օ.գ.գ-ն ($\eta_{\text{кр}}$) տրված հողատեսքի վրա տարբեր պայմաններում աշխատելիս: Այս նպատակով բնութագրի մի քանի կետերի համար որոշվում են քարշային օ.գ.գ-ի արժեքները հետևյալ բանաձևով.

$$\eta_{\text{кр}} = \frac{N_D}{N_e}, \quad (274)$$

որտեղ N_D -ն տրակտորի քարշային հզորությունն է ընտրված կետում, N_e -ն՝ տվյալ դեպքում շարժիչի զարգացրած արդյունավետ հզորությունը:



Սկ. 77. Տրակտորի քարշային բնութագիրը:

Այս կորի կառուցման ժամանակ հաշվարկը կատարվում է միայն յուրաքանչյուր փոխանցման $P_{\text{Դքրպ}}$ արժեքների համար: Ընտրելով մասշտաբը և դիագրամի դաշտում տեղադրելով $\eta_{\text{кр}}$ -ի արժեքները, ստացված կետերը սահուն գծով միացնելով՝ կառուցվում է տրակտորի քարշային օ.գ.գ-ի պոտենցիալ կորը:

Գոյություն ունեցող տրակտորների համար խոզանի վրա քարշա-
յին օ.գ.գ-ի առավելագույն արժեքները գտնվում են որոշակի միջակայ-
քերում՝ 4×2 բանաձևով անվավոր տրակտորների դեպքում՝
 $\eta_{\text{кр}} = 0,52 \dots 0,56$, 4×4 բանաձևով անվավոր տրակտորների դեպքում՝
 $\eta_{\text{кр}} = 0,62 \dots 0,65$, իսկ թրթուրավոր տրակտորների դեպքում՝
 $\eta_{\text{кр}} = 0,71 \dots 0,75$:

ԳԼՈՒԽ 12

ԱՎՏՈՍՈՐԻԼԻ ՔԱՐՇԱՅԻՆ ՅԱՇՎԱՐԿ

12.1. ԸՆԴՀԱՆՈՒՐ ԴՐՈՒՅԹՆԵՐ

Ավտոմոբիլի քարշային հատկանիշները կարևորագույն տեխնիկաշահագործական հատկանիշներից են, որովհետև դրանցով են պայմանավորված ավտոմոբիլի արտադրողականությունը և շահավետությունը: Բացի բեռնվածությունից ու ճանապարհային պայմաններից՝ ավտոմոբիլի քարշային հատկանիշների վրա մեծ ազդեցություն ունեն դրա կառուցվածքային առանձնահատկությունները և, առաջին հերթին, շարժիչի ու տրանսմիսիայի պարամետրերը:

Ավտոմոբիլի տեսության մյուս բաժիններն ուսումնասիրում են տվյալ ավտոմոբիլի հատկանիշները, եթե հայտնի են դրա զանգվածը, անիվների չափերը, շարժիչի բնութագիրը, տրանսմիսիայի փոխանցման քվերը և այլն: Սակայն նոր ավտոմոբիլի նախագծման ժամանակ կոնստրուկտորի առջև դրվում է հակառակ խնդիրը՝ առաջադրված պահանջների հիման վրա և դրանք ապահովելու նպատակով ընտրել, հաշվարկել և հետազոտել ավտոմոբիլի հիմնական պարամետրերը, այսինքն՝ զանգվածը, շարժիչի և տրանսմիսիայի բնութագրերը և այլն: Այսպիսով՝ քարշային հաշվարկի նպատակը նախագծվող ավտոմոբիլի հիմնական պարամետրերը որոշելն է, դրանք պիտի ապահովեն նախագծվող ավտոմոբիլին առաջադրված քարշային հատկանիշները:

Սովորաբար նոր ավտոմոբիլ ստեղծելու համար նախագծային առաջադրանքով նկարագրվում են շահագործման առանձնահատկությունները՝ բնակլիմայական, տրանսպորտային և ճանապարհային պայմանները, նաև տրվում են՝

- պահանջվող բեռնունակությունը (մարդատարների համար՝ ուղևորների թիվը),
- առավելագույն արագությունը (V_{\max}),
- բարձրակարգ ծածկույթով ճանապարհով ընթանալիս գլորման դիմադրության գործակիցը (f) կամ ճանապարհային դիմադրությունների նվազագույն գործակիցը (ψ_{\min}),

- առավելագույն ճանապարհային դիմադրությունը (ψ_{\max}), որը պետք է հաղթահարի ավտոմոբիլը, կամ ճանապարհի վերելքի առավելագույն անկյունը (α_{\max}),

- ավտոմոբիլի բանաձևը՝ 4x2, 4x4, 6x4, 6x6 և այլն,

- կառուցվածքին առաջադրվող հատուկ պահանջները (եթե դրա անհրաժեշտությունը կա): Օրինակ՝ շարժիչի տիպը՝ դիզելային, բենզինային, գազային, փոխանցումների տուփի ու գլխավոր փոխանցման տիպերը, կցորդով աշխատելու անհրաժեշտությունը և այլն:

Քարշային հաշվարկը սկսելուց առաջ նախագծողը կատարում է մի շարք պարամետրերի ընտրություն: Դրանց թվին են պատկանում $\eta_{\text{տր.}}$ տրանսմիսիայի օ.գ.գ-ն, KF շրջահոսի գործոնը, գլխավոր փոխանցման և փոխանցումների տուփի աստիճանների թիվը, դողերի տիպը և այլն:

Առաջադրանքով տրված և ընտրված պարամետրերը կոչվում են ելակետային տվյալներ, որոնք թույլ են տալիս կատարել քարշային հաշվարկ: Քարշային հաշվարկում ֆիզիկական մեծությունների չափողականությունները տրվում են SI համակարգով, ինչի պատճառով մեծությունների որոշման բանաձևերում նշվում են դրանց չափման միավորները:

12.2. ԲԵՌՇԱՅԻՆ ՀԱՇՎԱՐԿԻ ԿԱՏԱՐՄԱՆ ԿԱՐԳԸ

12.2.1. Բեռնատար ավտոմոբիլի ընդհանուր կշռի որոշումը

Բեռնատար ավտոմոբիլի G ընդհանուր կշիռը որոշվում է ըստ դրա բեռնունակության (G_0), որը տրված է առաջադրանքով՝

$$G = G_c + G_0, \quad (275)$$

որտեղ G_0 -ն ավտոմոբիլի բեռնունակությունն է, Ն, G_c -ն՝ սեփական կշիռը, Ն:

Մարդատար ավտոմոբիլների համար ընդհանուր կշիռը որոշվում է հետևյալ բանաձևով.

$$G = G_c + a(n+1), \quad (276)$$

որտեղ a -ն ուղևորի և ուղեբեռի ընդհանուր կշիռն է, քաղաքային ավտոմոբիլների համար $a=800$, միջքաղաքային ավտոմոբիլների և տաքսիների համար $a=900-1000$ Ն:

Ավտոմոբիլի սեփական կշիռը որոշվում է ըստ η_G բեռնունակության գործակցի՝

$$\eta_G = \frac{G}{G_0} \quad \text{կամ} \quad \eta_G = \frac{G}{n} :$$

Թեթև մարդատար ավտոմոբիլների համար $\eta_G = 2000 \div 3000$, բարձր դասի մարդատար ավտոմոբիլների համար՝ 4000, ներքաղաքային ավտոմոբիլների համար՝ 1000÷1500, տուրիստական ավտոբուսների համար՝ մինչև 3000, բեռնատար ավտոմոբիլի համար՝ 7000÷8000, փոքր բեռնունակության ավտոմոբիլների համար՝ մինչև 13000 Ն/ուղևոր:

Անհրաժեշտ է ձգտել ավտոմոբիլի սեփական կշռի հիմնավոր իջեցման:

12.2.2. Ավտոմոբիլի կշռի բաշխումը

Ավտոմոբիլի քաշը բաշխվում է ըստ առջևի G_1 և հետևի G_2 առանցքների:

Մարդատար ավտոմոբիլների համար $G_1 = G_2 = 0,5G$, մյուս բոլոր ավտոմոբիլների համար $G_1 = (0,3 \div 0,4)G$, $G_2 = G - G_1$:

Դողերն ընտրվում են ըստ բեռնունակության, ներքին ճնշման և թույլատրելի առավելագույն արագության:

Անվի գլորման շառավիղը որոշվում է հետևյալ բանաձևով.

$$r_k = \frac{d}{2} + H_r(1 - \lambda), \quad (277)$$

որտեղ d -ն անվահեծի տրամագիծն է, մ, H_r -ը՝ դողի բարձրությունը, մ, λ -ը՝ դողի շառավղային ձևափոխության գործակիցը (մարդատարի համար $\lambda = 0,12 \div 0,20$, բեռնատարի համար $\lambda = 0,08 \div 0,11$):

12.3. ՀԱՐԺԻՉԻ ԱՐՏԱՔԻՆ ԲՆՈՒԹԱԳՐԻ ԿԱՌՈՒՅՈՒՄԸ ԵՎ ԸՆՏՐՈՒՄԸ

Ավտոմոբիլի առավելագույն արագությունը զարգացնելու համար որոշվում է շարժիչի հզորությունը՝

$$N_v = \left(G\psi_{\min} + \frac{kFV_{\max}^2}{13} \right) \cdot \frac{V_{\max}}{3600 \cdot \eta_{mp}}, \quad \text{կՎտ,} \quad (278)$$

որտեղ ψ_{\min} -ն որոշվում է ըստ $\psi_{\min} = f_0 \left(1 + \frac{V_{\max}^2}{20000} \right)$ բանաձևի, k -ն

շրջահոսի գործակիցն է և ունի հետևյալ արժեքները. բեռնատար ավտոմոբիլի համար $k = 0,2 - 0,7$, Ն.վ/մ, թեթև մարդատար ավտոմոբիլների համար $k = 0,2 - 0,35$ Ն.վ²/մ⁴, ավտոբուսների համար $k = 0,4 - 0,6$ Ն.վ²/մ⁴, F -ը ավտոմոբիլի ճակատային մակերեսն է, որը հաշվարկվում է նախատիպի տվյալներով՝

$$F = H \cdot B,$$

որտեղ H -ը ավտոմոբիլի բարձրությունն է, մ, B -ն՝ առջևի անվահետքերի հեռավորությունը, մ:

η_{mp} -ն տրանսմիսիայի օ.գ.գ.-ն է, որն ընտրվում է՝

- թեթև մարդատար ավտոմոբիլների համար $\eta_{mp} = 0,93 \div 0,95$,

- 4x2 անիվային բանաձև ունեցող բեռնատարների համար $\eta_{mp} = 0,89 \div 0,92$,

- բարձր անցանելիության ավտոմոբիլների համար $\eta_{mp} = 0,82 \div 0,86$:

Շարժիչի առավելագույն հզորությունը որոշման բանաձևն է՝

$$N_{\max} = \frac{N_v}{c_1 \left(\frac{n_v}{n_N} \right) + c_2 \left(\frac{n_v}{n_N} \right)^2 - c_3 \left(\frac{n_v}{n_N} \right)^3}, \quad \text{կՎտ,} \quad (279)$$

որտեղ c_1, c_2, c_3 գործակիցներն ունեն հետևյալ արժեքները.

- կարբյուրատորային շարժիչների համար $c_1 = c_2 = c_3 = 1$,

- քառատակտ դիզելների համար $c_1 = 0,53$, $c_2 = 1,56$, $c_3 = 1,09$,

- կարբյուրատորային շարժիչների համար $\frac{n_v}{n_N} = 1,1 \dots 1,25$,

- դիզելային շարժիչների համար $\frac{n_v}{n_N} = 1, 0 \dots 1, 1$:

Պտուտաթվերից արագությանն անցնելու համար ընտրվում է բազմապտտության գործակիցը (η_n), որի արժեքները ժամանակակից շարժիչների համար գտնվում են 30-50 սահմաններում:

$$\eta_n = \frac{n_v}{v_{\max}} : \quad (280)$$

Այնուհետև, ըստ պրոֆ. Լեյդերմանի բանաձևի, որոշվում են կորի ընթացիկ կետերը՝

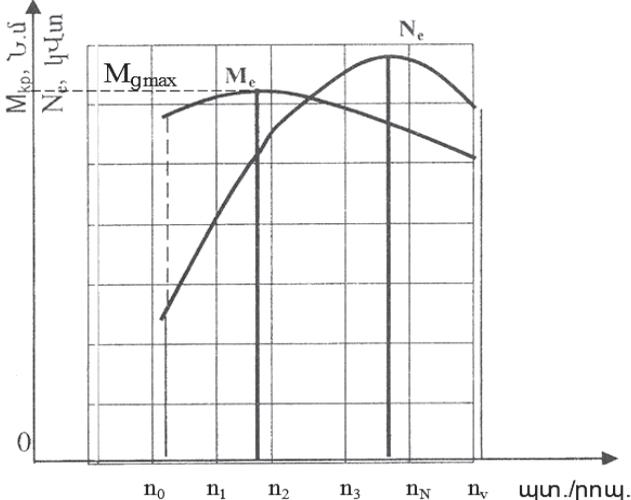
$$N_{ci} = N_{\max} \left[c_1 \frac{n_i}{n_N} + c_2 \left(\frac{n_i}{n_N} \right)^2 - c_3 \left(\frac{n_i}{n_N} \right)^3 \right], \quad (281)$$

որտեղ n_i -ն պտուտաթվերի (n_0, n_v) միջակայքում ընտրված պտուտաթվերն են:

Շարժիչի պտտող մոմենտի ընթացիկ արժեքները որոշվում են հետևյալ բանաձևով.

$$M_{ci} = 9550 \frac{N_{ci}}{n_i}, \text{ և.մ.} : \quad (282)$$

Ստացված տվյալներով կառուցվում են համապատասխան կորերը (նկ. 78):



Նկ.78. Շարժիչի արտաքին բնութագիրը:

Շարժիչի լիտրաժը որոշվում է հետևյալ բանաձևով.

$$V_L = \frac{22,5\tau N_{\max}}{P_c n_N}, \text{ և,} \quad (283)$$

որտեղ P_c -ն գլանում միջին արդյունավետ ճնշումն է և ընտրվում է որոշակի սահմաններում՝

ա) դիզելային շարժիչների համար $P_c = 0,6-0,75$ մՊա,

բ) կարբյուրատորային շարժիչների համար $P_c = 0,7-1,0$ մՊա,

գ) գազային շարժիչների համար $P_c = 0,5 - 0,75$ մՊա,

τ -ն տակտայնության գործակիցն է (քառատակտերի համար հավասար է 4-ի):

Պահանջվող շարժիչի բնութագիրը և լիտրաժը որոշելուց հետո անհրաժեշտ է տեղեկագրից ընտրել գոյություն ունեցող շարժիչներից որևէ մեկը:

12.4. ՂԼԽԱՎՈՐ ՓՈԽԱՆՑՄԱՆ ԹՎԻ ՈՐՈՇՈՒՄԸ

Ղխավոր փոխանցման թիվը որոշվում է հետևյալ բանաձևով.

$$i_0 = 0,377 \frac{r_k \cdot n_v}{v_{\max}} \text{ կամ } i_0 = 0,377 r_k \eta_n: \quad (284)$$

Այնուհետև ընտրվում է Ղխավոր փոխանցման տիպը:

12.4.1. Փոխանցումների տուփի ընտրումը և փոխանցման թվերի որոշումը

Նախագծվում են միայն մեխանիկական, լիսեռների անշարժ առանցքներով փոխանցումների տուփեր: Առաջին փոխանցման թիվն ընտրվում է ըստ առաջադրված առավելագույն դիմադրության հաղթահարման և առավելագույն դիմադրության դեպքում տեղապատույտի բացառման՝

$$i_1 \geq \frac{G \cdot r_k \cdot \psi_{\max}}{M_{e\max} \cdot i_0 \cdot \eta}, \quad (285)$$

$$i_1 \leq \frac{G_{\varphi} \cdot r_k \cdot \varphi}{M_{e\max} \cdot i_0 \cdot \eta}, \quad (286)$$

որտեղ G_φ -ն տանող անիվների վրա ընկնող բեռնվածքն է, ψ_{\max} -ը որոշվում է $\psi_{\max} = f_0 \cos \alpha + \sin \alpha$ բանաձևով, $\varphi = 0, 7-0, 8$ -ը անվի և ճանապարհի կցման գործակիցն է:

Չամաձայն ստացված արժեքների՝ ընտրվում է փոքրագույնը: Միջանկյալ փոխանցման թվերը հաշվարկելիս ընդունվում է, որ դրանք փոփոխվում են երկրաչափական պրոգրեսիայի օրենքով, ըստ որի՝ փոխանցման թվերի ընդհանուր անդամը կլինի՝

$$i_n = z^{-1} \sqrt[n]{i_1^{z-n}}, \quad (287)$$

որտեղ n -ը հաշվարկվող փոխանցման աստիճանն է, z -ը՝ հիմնական փոխանցումների թիվը:

Այնուհետև ստացված փոխանցման թվերը ստուգվում և ճշգրտվում են հետևյալ բանաձևով.

$$\frac{i_1}{i_2} = \frac{i_2}{i_3} = \dots = \frac{i_{z-1}}{i_z}:$$

Փոխանցումների տուփը պետք է ունենա ուղիղ փոխանցում՝

$$i_{np} = i_z = 1:$$

Բեռնատար ավտոմոբիլները կարող են ունենալ նաև արագացուցիչ փոխանցում, որի փոխանցման թիվն ընտրվում է 0,76-0,82 սահմաններում:

Չետադարձ ընթացքի փոխանցման թվի որոշման բանաձևն է՝

$$i_{3,x} = (1,1 \div 1,15) i_i:$$

12.5. ԱՎՏՈՄՈԲԻԼԻ ՉՉՈՐՈՒԹՅԱՆ ԲԱԼԱՆՍԸ

Չզորության բալանսի գրաֆիկը կառուցվում է պինդ ծածկույթով հորիզոնական տեղամասի համար: Կառուցումների համար հիմք է ծառայում այս բանաձևը՝

$$N_e = -\frac{1}{\eta_{Tp}} (N_\psi + N_w): \quad (288)$$

Ճանապարհային դիմադրությունների վրա ծախսված հզորությունը որոշվում է հետևյալ կերպ.

$$N_\psi = G \cdot \psi_{\min} \cdot V \cdot \frac{1}{3600}, \text{ կՎտ,} \quad (289)$$

իսկ օդի դիմադրության վրա ծախսված հզորության որոշման բանաձևն է՝

$$N_w = \frac{KFV^2}{13} \cdot V \cdot \frac{1}{3600}, \text{ կվտ:} \quad (290)$$

Չիմնական փոխանցումների համար կառուցվում է շարժիչի $N_c = f(V)$ արդյունավետ հզորության կորը $N - V$ ուղղանկյուն կոորդինատային համակարգում:

Այդ նպատակով շարժիչի արագության բնութագրի հորիզոնական առանցքի վրա պտուտաթվերից պետք է անցնել արագությունների: Յուրաքանչյուր փոխանցման համար որոշվում են ավտոմոբիլի շարժման արագության նվազագույն և առավելագույն արժեքները, որոնք համապատասխանում են ծնկածև լիսեռի n_0 և n_{\max} պտուտաթվերին՝

$$V_{z \min} = \frac{0,377 n_0 \cdot r_k}{i_{\text{տր.շ}} \cdot i_0}, \text{ կմ/ժ,} \quad (291)$$

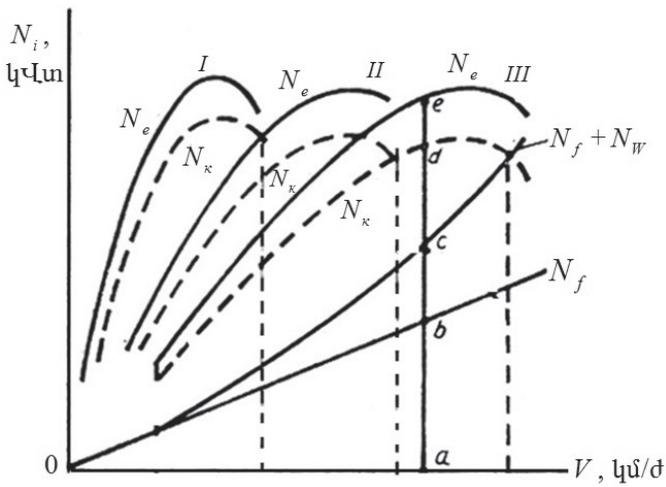
$$V_{z \max} = \frac{0,377 n_{\max} \cdot r_k}{i_{\text{տր.շ}} \cdot i_0}, \text{ կմ/ժ:} \quad (292)$$

Շարժիչի արագության բնութագրում արսցիսների առանցքին զուգահեռ տարվում են լրացուցիչ արագությունների առանցքներ, որոնց վրա կառուցվում են n_0 և n_{\max} պտուտաթվերին համապատասխանող կետերի հորիզոնական պրոյեկցիաները: Տվյալ փոխանցման համար n_0 և n_{\max} կետերին կհամապատասխանեն արագությունների V_{\min} և V_{\max} արժեքները:

Արագությունների առանցքի $[V_{\min}, V_{\max}]$ միջակայքը յուրաքանչյուր փոխանցման համար բաժանվում է հինգ կամ վեց հավասար մասերի: Բաժանման յուրաքանչյուր կետում շարժման արագությունը որոշելուց հետո արսցիսների առանցքի արագությունների կետում կառուցվում են ուղղահայացներ, և որոշվում են յուրաքանչյուր արագության համար հզորությունների՝ N_1, N_2, \dots, N_6 -ի համապատաս-

խան արժեքները: Ստացված արդյունքներն ամփոփվում են աղյուսակ 2-ում:

Հզորության բալանսը կառուցելու համար $N - V$ կորդինատային համակարգի հորիզոնական առանցքի վրա մեկ ընդհանուր մասշտաբով տեղադրվում են բոլոր փոխանցումների արագությունների արժեքները, և այդ կետից տարված ուղղահայացների վրա զուգահեռ տեղափոխվում են հզորությունների համապատասխան արժեքները: Արդյունքում ստացվում է շարժիչի արդյունավետ հզորությունների կորերի ընտանիքը (նկ. 79):



Նկ. 79. Ավտոմոբիլի հզորության բալանսը:

Յուրաքանչյուր փոխանցման համար անիվներին հաղորդված հզորության արժեքները որոշվում են հետևյալ բանաձևով.

$$N_w = N_c \cdot \eta_{\text{տ}} : \quad (293)$$

Այնուհետև կառուցվում է $N\psi$ ճառագայթը, իսկ դրա վրա գրաֆիկական գունարման եղանակով՝ $N_w + N_f$ կորը: Ստացված գունարային կորի և վերջին փոխանցման՝ N_k կորի հատման կետի աբսցիսը համապատասխանում է ավտոմոբիլի շարժման V_{max} առավելագույն արագությանը:

12.6. ԱՎՏՈՄՈՐԻԼԻ ՔԱՐԶԱՅԻՆ ԲԱԼԱՆՍԸ

Ավտոմոբիլի քարշային բալանսն անալիտիկորեն արտահայտվում է քարշիչ ուժի և շարժմանը դիմադրող ուժերի հավասարակշռումով՝

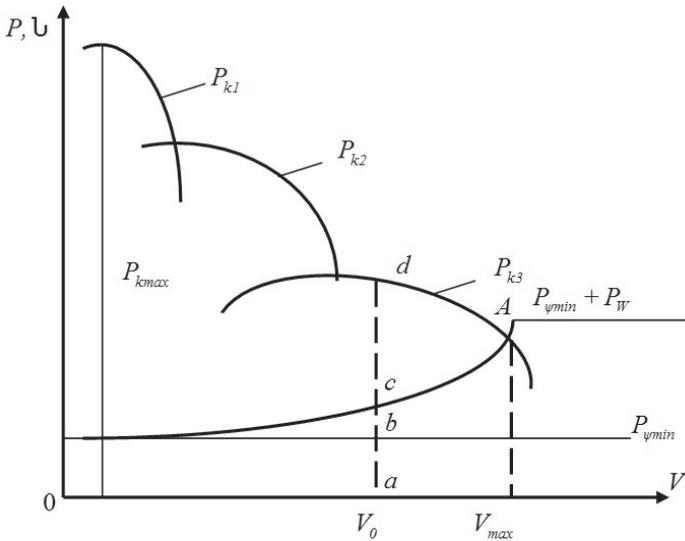
$$P_k = P_f \pm P_i + P_w \pm P_j,$$

կամ՝
$$\frac{M_e i_{\text{TP}} \eta_{\text{TP}}}{r_k} = G\psi + \frac{KFV^2}{13} \pm \frac{\delta G}{q} j, \quad (294)$$

որտեղ $P_f \pm P_j = P_\psi$, $i_{\text{TP}} = i_{\text{TP},z} \cdot i_0$:

Քարշային հաշվեկշիռը կառուցվում է $P-V$ կոորդինատային համակարգում:

Օգտվելով շարժիչի արտաքին բնութագրից և P_k ուժի որոշման բանաձևից՝ պտտող մոմենտի յուրաքանչյուր արժեքի համար $P-V$ կոորդինատային համակարգում կառուցվում է $P = f(V)$ կորերի ընտանիքը (նկ. 80):



Նկ. 80. Ավտոմոբիլի քարշային բալանսը:

Աբսցիսների առանցքին զուգահեռ կառուցվում է P_ψ ուղիղը՝ արագությունից կախված չլինելու պայմանով:

Այնուհետև արագության $[0, V_{\max}]$ արժեքների համար կառուցվում է $P_w = f(V)$ պարաբոլը: Որպես աբսցիսների առանցք՝ ընդունվում է $P_\psi = f(V)$ ուղիղը: $P_\psi + P_w = f(V)$ և վերջին փոխանցման $P_k = f(V)$ կորերի հատման կետի աբսցիսը համապատասխանում է արագության առավելագույն արժեքին՝ V_{\max} -ին, որի դեպքում $P_j = 0$:

12.7. ԴԻՆԱՄԻԿԱԿԱՆ ԲՆՈՒՅԱԳՐԻ ԿԱՌՈՒՑՈՒՄԸ

Ավտոմոբիլի դինամիկական բնութագիրը փոխանցումների տուփի տարբեր փոխանցումների համար D դինամիկական գործոնի և ավտոմոբիլի շարժման V արագության կախվածության գրաֆիկական պատկերումն է ուղղանկյուն կորդինատային համակարգում:

Ըստ ավտոմոբիլի շարժման արագության՝ դինամիկական գործոնի արժեքները որոշվում են հետևյալ բանաձևով.

$$D = \frac{P_k - P_w}{G}, \quad (295)$$

որտեղ P_k -ն տանող անվի վրա շոշափող քարշիչ ուժի մեծությունն է, որը որոշվում է այս բանաձևով.

$$P_k = \frac{M_c i_{\text{TPZ}} i_0 \eta_{\text{TP}}}{r_k}, \quad (296)$$

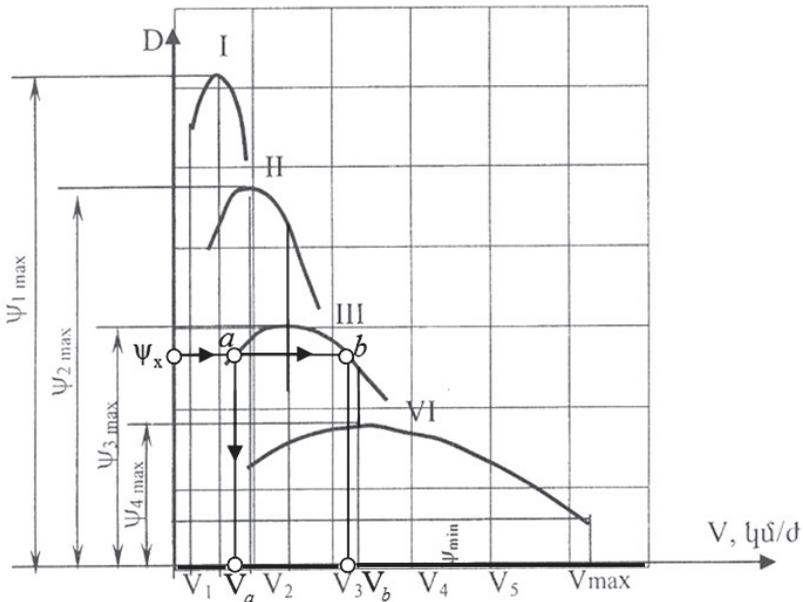
M_c -ն շարժիչի պտտող մոմենտի ընթացիկ արժեքն է, i_{TPZ} -ը՝ փոխանցումների տուփի Z -րդ փոխանցման թիվը: P_w -ն օդի դիմադրության ուժն է, որը որոշվում է հետևյալ կերպ.

$$P_w = \frac{KFV_i^2}{13}, \quad (297)$$

որտեղ V_i -ն արագության ընթացիկ արժեքն է Z -րդ փոխանցման համար: Այն որոշվում է հետևյալ բանաձևով.

$$V_i = 0,377 \frac{n_i r_k}{i_{\text{TPZ}} i_0}, \text{ կմ/ժ:} \quad (298)$$

Ըստ պտտող մոմենտների և դրանց համապատասխան արագությունների ստացված տվյալների՝ հաշվարկվում են դինամիկական գործոնի արժեքները, և կառուցվում է դինամիկական բնութագիրը (նկ. 81):



Նկ. 81. Ավտոմոբիլի դինամիկական բնութագիրը:

12.8. ԱՎՏՈՄՈԲԻԼԻ ԹԱՓԱՌՔԻ ԲՆՈՒԹԱԳՐԻ ԿԱՌՈՒՑՈՒՄԸ

Ստորև ներկայացված են թափառքը գնահատող չափանիշները՝

1. թափառքի ընթացքում արագացման մեծությունը, մ/վ^2 .
2. թափառքի ժամանակը՝ այն ընթացքը, երբ ավտոմոբիլը զարգացնում է առաջադրված արագությունը, t_p , վ.

3. թափառքի ճանապարհը՝ S_p , մ, որն անցնելիս ավտոմոբիլը զարգացնում է առաջադրված արագությունը:

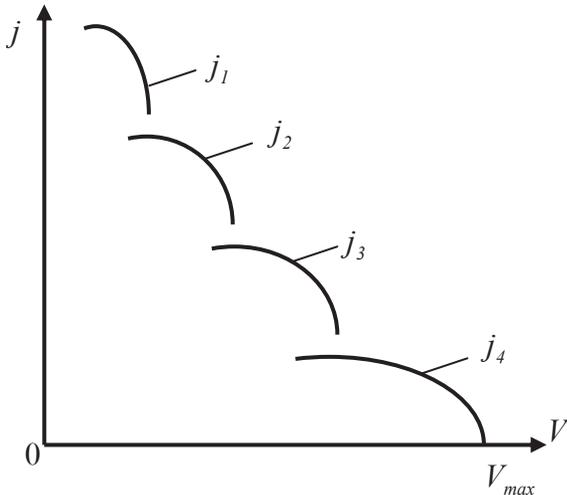
Ավտոմոբիլի թափառքի բնութագրերն են թվարկված չափանիշների գրաֆիկական $j = f(v)$, $S_p = f'(v)$, $t_p = f''(v)$ կորերը՝ կախված շարժման արագությունից, որոնք կառուցվում են ուղղանկյուն կոորդինատային համակարգում հորիզոնական ասֆալտապատ ճանապարհի համար:

Ավտոմոբիլի արագացումը որոշվում է հետևյալ բանաձևով.

$$j = \left(\frac{D - \psi_{\min}}{\delta} \right) g, \quad (299)$$

որտեղ ψ_{\min} -ը ճանապարհի դիմադրության բերված գործակցի նվազագույն արժեքն է, D -ն՝ դինամիկական գործոնը, δ -ն՝ պտտվող զանգվածների գործակիցը, $\delta = 1,04 + 0,05i_{\text{տր}}$, g -ն՝ ազատ անկման արագացումը:

Օգտվելով ավտոմոբիլի դինամիկական բնութագրից՝ յուրաքանչյուր փոխանցման համար դինամիկական գործոնների առնվազն վեց արժեքներին համապատասխան որոշվում են արագացումների մեծությունները, և դրանց հիման վրա կառուցվում է արագացումների գրաֆիկը (նկ. 82):



Նկ. 82. Ավտոմոբիլի արագացումների բնութագիրը:

Թափառքի ժամանակը և ճանապարհը որոշելու համար արագությունների առանցքի (V_{min} , V_{max}) միջակայքը բաժանվում է վեց հավասար հատվածների՝ V_1, V_2, \dots, V_6 :

Թափառքի ժամանակը որոշելու համար ընդունվում է, որ արագությունների ստացված հատվածում արագացումները մնում են հաստատուն և ունեն j_{cp} միջին արժեքներ, որոնք հաշվարկվում են հետևյալ բանաձևով.

$$j_{cp} = 0,5(j_1 + j_{i+1}), \text{ մ/վ}^2,$$

որտեղ j_1 -ն և j_{i+1} -ը արագության V_i և V_{i+1} արագություններին համապատասխանող արագացումներն են:

Թափառքի ժամանակը, ըստ արագացումների առանձին հատվածների, որոշվում է հետևյալ բանաձևով.

$$\Delta t = \frac{\Delta V}{3,6j_{cp}}, \text{ վ}, \quad (300)$$

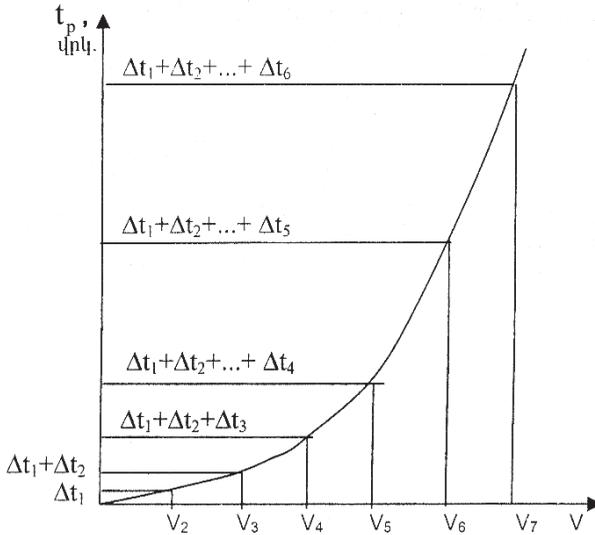
որտեղ $\Delta V = (V_2 - V_1), \dots, (V_{i+1} - V_i)$:

Թափառքի ժամանակի բնութագիրը կառուցելիս պետք է հաշվի առնել, որ V_{min} -ից մեծ՝ մինչև որևէ արագություն զարգացնելու համար անհրաժեշտ ժամանակը որոշելիս անհրաժեշտ է նախորդ արագությունների հատվածների համար ստացված ժամանակները գումարել, այսինքն՝

$$t_p = \sum_{i(V_{min})}^{i(V_{max})} \Delta t_i, \text{ վ}, \quad (301)$$

որտեղ $\sum_1^i \Delta t_i$ -ն V_i -ին նախորդող արագության համար ստացված թափառքի ժամանակն է:

Այնուհետև կառուցվում է թափառքի ժամանակի բնութագիրը (նկ. 83):



Նկ.83. Թափառքի ժամանակի բնութագիրը:

Թափառքի ճանապարհը որոշելու համար ընդունվում է, որ ավտոմոբիլի շարժման միջին արագությունն արագությունների յուրաքանչյուր հատվածի սահմաններում հաստատուն է՝

$$V_{cp} = \frac{V_i + V_{i+1}}{2}, \text{ կմ/ժ:} \quad (302)$$

V_i -ը և V_{i+1} -ը հատվածի եզրակետերին համապատասխան արագություններն են, կմ/ժ:

Թափառքի ճանապարհն արագությունների յուրաքանչյուր հատվածում կստացվի՝

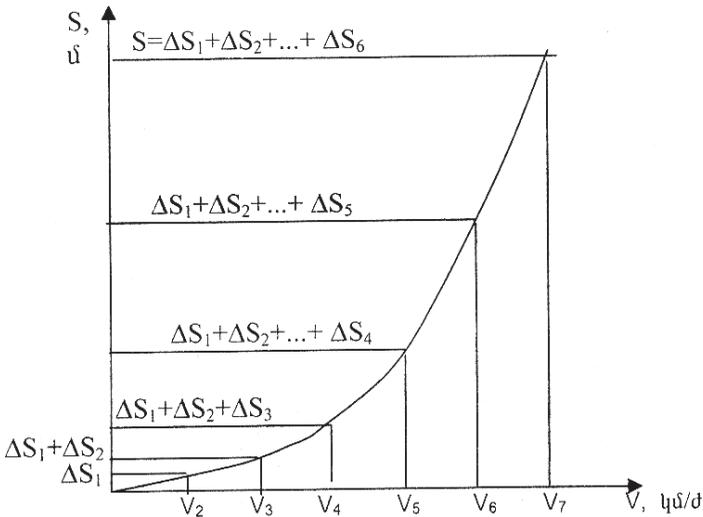
$$\Delta S_p = \frac{V_{cp}}{3,6} \Delta t_i, \text{ մ,} \quad (303)$$

թափառքի ընդհանուր ճանապարհը կլինի՝

$$\Delta S_p = \sum_1^i \frac{V_{cpi}}{3,6} \Delta t_i: \quad (304)$$

Թափառքի ճանապարհի բնութագրում նույնպես պետք է գումարել արագությունների նախորդ հատվածների համար ստացված ճանապարհները, ինչպես դա արվեց թափառքի ժամանակի համար:

Այնուհետև կառուցվում է թափառքի ճանապարհի բնութագիրը (նկ. 84):



Նկ. 84. Թափառքի ճանապարհի բնութագիրը:

Թափառքի ժամանակի և ճանապարհի գրաֆիկները կարելի է նաև համատեղել մեկ կորորդինատային համակարգում:

12.9. ԱՎՏՈՍՈՐԻԼԻ ՎԱՌԵԼԱՆՅՈՒԹԻ ՀԱՅՎՎԵՏՈՒԹՅԱՆ ԲՆՈՒԹԱԳԻՐԸ

Ավտոմոբիլի վառելիքի շահավետության բնութագիրը վառելանյութի ստուգողական ծախսի գրաֆիկական կախվածությունն է շարժման արագությունից տարբեր ճանապարհային պայմաններում, հավասարաչափ շարժմանը համապատասխան: Վառելանյութի ստուգողական ծախսը որոշվում է հետևյալ բանաձևով.

$$Q_1 = \frac{q_e \cdot N_e}{10V \cdot \gamma}, \text{ Լ/կմ,} \quad (305)$$

սեղմված գազի համար`

$$Q_1 = \frac{q_e \cdot N_c}{10 \cdot V}, \text{ մ}^3/100 \text{ կմ}, \quad (306)$$

որտեղ q_e -ն շարժիչի աշխատանքի առաջադրված ռեժիմում համապատասխան վառելիքի տեսակարար ծախսն է, գ/կվտ.ժ ($\text{մ}^3/\text{կվտ.ժ}$), N_c -ն՝ առաջադրված պայմաններում ավտոմոբիլի շարժման արագությանը համապատասխան շարժիչի հզորությունը: γ -ն վառելանյութի տեսակարար կշիռը, բենզինի համար $\gamma = 0,75$ կգ/լ, դիզելային վառելիքի համար $\gamma = 0,85$ կգ/լ:

Առաջադրված արագությունը զարգացնելու համար շարժիչի պահանջվող հզորությունը որոշվում է հետևյալ բանաձևով.

$$N_c = \left(G \cdot \psi + \frac{KFV^2}{13} \right) \cdot \frac{V}{3600 \cdot \eta_{\text{տր}}}: \quad (307)$$

Ավտոմոբիլի վառելանյութի տեսակարար ծախսը, կախված շարժիչի արագության և բեռնվածության ռեժիմներից, փոփոխվում է:

Գործնական խնդիրներ լուծելիս շարժիչի վառելիքի տեսակարար ծախսը, կախված շարժիչի աշխատանքի ռեժիմից, որոշվում է մոտավոր եղանակով՝

$$q_e = K_N \cdot K_n \cdot q_e, \quad (308)$$

q_e -ն շարժիչի առավելագույն հզորությանը համապատասխան վառելիքի տեսակարար ծախսն է (հավելվածի աղ. 7-ը):

K_N -ն և K_n -ն գործակիցներ են, որոնք հաշվի են առնում վառելիքի տեսակարար ծախսի վրա ազդող գործոնները, որոշվում են շարժիչի պտուտաթվերի և հզորության ընթացիկ արժեքներից:

Հավելվածի աղյուսակներ 8, 9-ում տրված է K_N և K_n գործակիցների կախվածությունը շարժիչի հզորությունների հարաբերությունից և լիսեռի պտուտաթվերի հարաբերությունից՝

$$K_{ni} = f\left(\frac{N_i}{N_{e\text{max}}}\right), \quad K_{ni} = f\left(\frac{n_i}{n_v}\right),$$

որտեղ N_i -ն շարժիչի զարգացրած ընթացիկ հզորությունն է, $N_{e\text{max}}$ - ը՝ շարժիչի առավելագույն հզորությունը, n_i -ն՝ շարժիչի լիսեռի ընթա-

ցիկ պտուտաթվերը, n_v -ն՝ ավտոմոբիլի առավելագույն արագությանը համապատասխանող շարժիչի պտուտաթվերը:

Ավտոմոբիլի վառելանյութի շահավետության բնութագիրն ուղիղ փոխանցման համար կառուցվում է որոշակի հաջորդականությամբ:

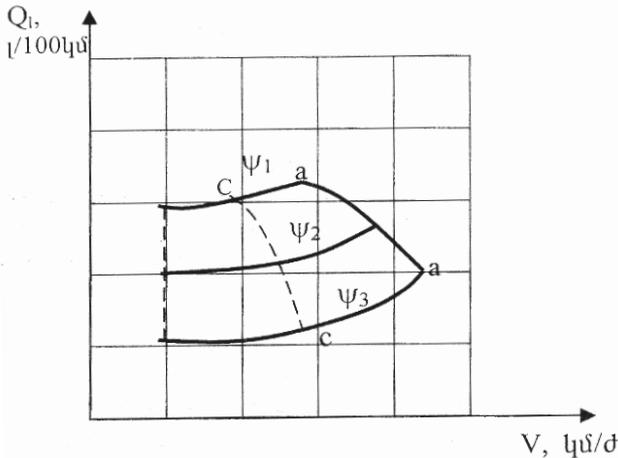
1. Շարժիչի արագության բնութագրում պտուտաթվերի վեց արժեքներին համապատասխան որոշվում են ավտոմոբիլի շարժման արագությունները:

2. Որոշվում է տարբեր արագություններով շարժվելիս ավտոմոբիլի շարժիչից պահանջվող հզորությունը:

3. Որոշելով n_i/n_v և $N_i/N_{e_{max}}$ հարաբերությունների վեցական արժեքները՝ գտնում են K_{mi} -ին, K_{Ni} -ին համապատասխանող արժեքները:

4. Որոշվում են շարժիչի վառելանյութի տեսակարար ծախսի վեց արժեքները:

5. Ըստ բանաձևի՝ 100 կմ ճանապարհի համար որոշվում է վառելանյութի ստուգողական ծախսը: Ճանապարհային դիմադրության գործակցի (ψ) երեք արժեքների համար $\psi_1 > \psi_2 > \psi_3$: Յաշվարկների արդյունքներով կառուցվում է ավտոմոբիլի վառելանյութի շահավետության բնութագիրը (Նկ. 85):



Նկ. 85. Ավտոմոբիլի վառելանյութի շահավետության բնութագիրը:

12.10. ԱՎՏՈՍՈՐԲԻԼԻ ԱՐԳԵԼԱԿԱՅԻՆ ԴԻՆԱՄԻԿԱՆ

Ավտոմոբիլի արգելակային հատկանիշները հիմնականում բնութագրվում են արգելակման ճանապարհի երկարությամբ և դանդաղեցման մեծությամբ:

Արգելակման ճանապարհը պարզեցված բանաձևով ունի հետևյալ տեսքը.

$$S_{\tau} = \frac{\delta V^2}{254\varphi}, \text{ մ:} \quad (309)$$

Արգելակման ամբողջ ճանապարհը որոշվում է պրոֆետորներ Ն. Բուխարինի և Դ. Վելիկանովի բանաձևերով՝

$$S_{\tau} = \frac{V_i}{3,6} (t_1 + \Delta t_1 + t_2) - 1634t_2 + \frac{(V_i - 17,7t_2\varphi)^2}{254\varphi}, \quad (310)$$

$$S_{\tau} = \frac{V_i}{3,6} \left(t_1 + \Delta t_1 + \frac{t_2}{2} \right) + K_{\text{թ}} \frac{V_i^2}{254\varphi}, \quad (311)$$

որտեղ φ -ը կցման գործակիցն է, $\varphi=0,7 \div 0,8$, t_1 -ը՝ վարորդի ռեակցիայի ժամանակը, $t_1 = 0,7 \div 1,0$, վ, Δt_1 -ը՝ արգելակային ուժի ժամանակը՝ կախված հաղորդակի տիպից ու ավտոմոբիլի բազայից, $\Delta t_1 = 0,04 \div 0,3$, վ, t_2 -ը՝ արգելակային ուժի աճի ժամանակը, $t_2 = 0,15 \div 1$, վ, $K_{\text{թ}}$ -ն՝ շահագործման պայմանները հաշվի առնող գործակիցը.

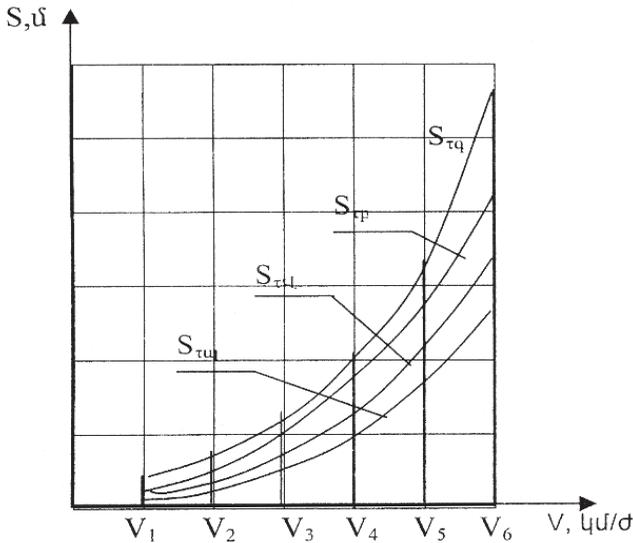
$K_{\text{թ}}$ $\left\{ \begin{array}{l} 1,15 \div 2 - \text{մարդատար ավտոմոբիլների համար} \\ 1,5 \div 1,6 - \text{բեռնատարների և ավտոբուսների համար} \\ 1,6 \div 1,8 - 100 \text{ կՆ-ից ավելի կշիռ ունեցող ավտոմոբիլների համար} \end{array} \right.$

Արգելակման ճանապարհի նորմատիվ արժեքները, ըստ ՏՓԽ-ի ստանդարտի (առանց հաշվի առնելու վարորդի ռեակցիայի ժամանակը), որոշվում են հետևյալ արտահայտությամբ.

$$S_{\tau} = \frac{AV}{3,6} + \frac{V^2}{26j}, \text{ մ,} \quad (312)$$

որտեղ β է՝ մարդատար ավտոմոբիլների համար $A=0,11$ վ, $j=5,2$ մ/վ, ավտոբուսների համար $A=0,19$ վ, $j=4,5$ մ/վ, բեռնատարների և ավտո-գնացքների համար $A=0,24$ վ, $j=4,0$ մ/վ:

Արգելակման ճանապարհի գրաֆիկները կառուցվում են համապատասխան մեծությունների հաշվարկված տվյալներով, $S = f(V)$ ֆունկցիայի չորս կորերի տեսքով (նկ. 86):



Նկ. 86. Արգելակման ճանապարհի բնութագրերը:

12.11. ԱՎՏՈՄՈԲԻԼԻ ԿԱՅՈՒՆՈՒԹՅԱՆ ՊԱՐԱՄԵՏՐԵՐԻ ՈՐՈՇՈՒՄԸ

Ավտոմոբիլի կայությունը գնահատվում է՝

ա) ըստ կողաշրջման սահմանային արագության՝

$$V_{kp} = 3,6 \sqrt{\frac{BgR}{2h}}, \text{ կմ/ժ,} \quad (313)$$

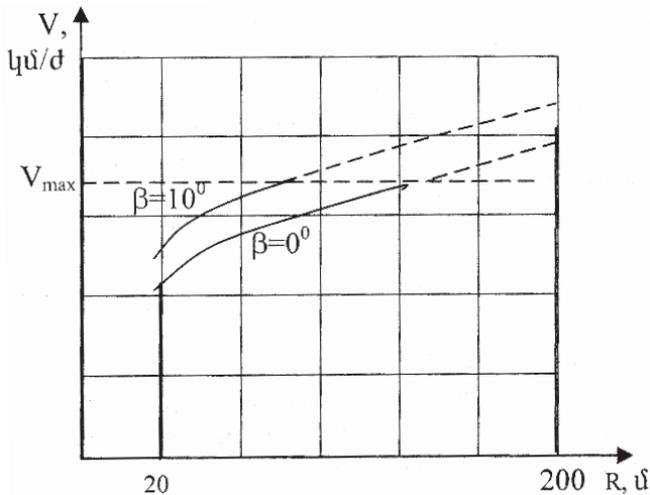
բ) 1-3-րդ կարգի ճանապարհների դարձերին ավտոմոբիլի լայնական կայունությունը մեծացնելու նպատակով, տրվում է 8-12 լայնական քեքում: Այդ դեպքում ավտոբիլի սահմանային արագությունը պետք է հաշվարկել հետևյալ բանաձևով.

$$V_{\text{кр}}' = 3,6 \sqrt{gR \left(\tan \beta + \frac{B}{2h} \right)}, \text{ կմ/ժ}, \quad (314)$$

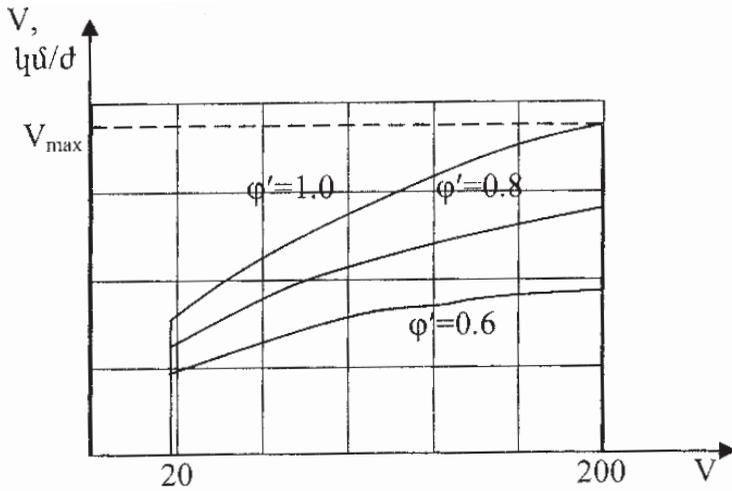
գ) ըստ կողասահքի սահմանային արագության՝

$$V_{\text{кр}}'' = 3,6 \sqrt{gR \varphi'} : \quad (315)$$

Բանաձևերում B -ն ավտոմոբիլի անվահետքերի հեռավորությունն է, մ, h -ը՝ ծանրության կենտրոնի բարձրությունը ճանապարհի հարթությունից, մ, ընտրվում է ըստ նախատիպի (հավելվածի աղ. 10-ը), R -ը՝ դարձի շառավիղը, մ, φ' -ը՝ լայնական ուղղությամբ կցման գործակիցը, $\varphi' = 0,6 \div 0,1$, β -ն՝ ճանապարհի լայնական քեքության անկյունը, աստիճան: Հաշվարկի արդյունքներով կառուցվում են կայունության գնահատման բնութագրերը (նկ. 86, 87):



Նկ. 86. Ավտոմոբիլի կայունությունն ըստ կողաշրջման:



Նկ. 87. Ավտոմոբիլի կայունությունն ըստ կողասահքի:

Շրջադարձի շառավղի արժեքներն ընտրվում են 20-200 մ սահմաններում:

ՀԱՎԵԼՎԱԾ

Աղյուսակ 1

Ընթացային մասի և գետնի փոխազդեցության գործակիցները

| | Անվավոր տրակտորներ | | | Թրթուրավոր տրակտորներ | | |
|---------------------------------|--------------------|-----------------|-----------------|-----------------------|-----------------|-----------------|
| | f | φ_{max} | $\varphi_{доп}$ | f | φ_{max} | $\varphi_{доп}$ |
| Գրունտային չոր ճանապարհ | 0,03-0,05 | 0,7-0,9 | 0,65-0,8 | 0,05-0,08 | 0,9-1,1 | 0,75-0,85 |
| Խոպան | 0,05-0,07 | 0,7-0,9 | 0,65-0,8 | 0,06-0,08 | 1,0-1,2 | 0,85-0,95 |
| Երկամյա հնձած դաշտ | 0,06-0,08 | 0,6-0,8 | 0,55-0,75 | 0,06-0,08 | 0,09-1,1 | 0,75-0,85 |
| Խոզան | 0,08-0,10 | 0,6-0,85 | 0,65-0,8 | 0,06-0,12 | 0,8-1,0 | 0,75-0,85 |
| Ցանքի համար նախապատրաստված դաշտ | 0,16-0,18 | 0,4-0,6 | 0,35-0,55 | 0,09-0,15 | 0,6-0,7 | 0,55-0,65 |
| Տափանած ձյունածածկ ճանապարհ | 0,03-0,04 | 0,3-0,4 | 0,3-0,35 | 0,06-0,90 | 0,5-0,7 | 0,55-0,65 |

Ծանոթություն: φ_{max} -ը առավելագույն կցման գործակիցն է, որն իրացվում է շարժաբերի կողմից ըստ ճանապարհի հետ դրա փոխազդեցության պայմանների, $\varphi_{доп}$ -ը՝ թույլատրելի կցման գործակիցն ըստ տեղապտույտի պայմանների և ագրոտեխնիկական պահանջների, f -ը՝ գլորման դիմադրությունը:

Տրակտորի ՀԱԼ-ով գյուղատնտեսական մեքենաներին փոխանցվող հզորությունը

| Գյուղմեքենայի տեսակը | Մակնիշը | Փոխանցվող հզորությունը, կՎտ |
|-----------------------------|------------------|-----------------------------|
| Հանքային պարարտանյութացրիչ | 1ՈՄԳ - 4 | 6-8 |
| Օրգանական պարարտանյութացրիչ | 1 ՊՏՈՒ-4 | 10-13 |
| Կարտոֆիլատնկիչ | ՍՆ-4Բ-1 ՍԿՄ-6 | 4-5 5-6 |
| Երկհեծան խոտհնձիչ | ԿԴՊ-4 | 8,5-9,5 |
| Միահեծան խոտհնձիչ | ԿՍ-2,1 | 3,5-4,5 |
| Հնձիչ-մանրիչ | ԿԻՌ -1,5 | 13-17 |
| Հավաքիչ-կուտակիչ | ՊԿ-1,6 | 9-12 |
| Հավաքիչ-հակավորիչ | ՊՍ-1,6 | 22-32 |
| Քարահավաք մեքենա | ՈՒԲԴ-3Ա | 9-12 |
| Կարտոֆիլաքանդիչ | ԿՏՆ-2Բ | 7,5-9 |
| Շարային հնձիչ | ԺՌՍ-4,9Ա | 4,5-9 |
| Կարտոֆիլահավաք կոմբայն | ԿԿՈՒ-2 | 12-16 |
| Եզիպտացորենահավաք կոմբայն | «Խերսոնեց»-7Վ | 25-30 |
| Սրսկիչներ | ՕՎՏ-1Վ | 20-22 |
| | ՕՎՍ-Ա | 33-38 |
| | ՕՆ-400-5 | 26-27,5 |
| Փոշոտիչ | ՕՇՈՒ-50Ա | 7,5-9 |
| Այգեբացի մեքենաներ | ՄՈՎ-1 | 22-25 |
| | ՕՎՊ-0,45 | 15-18 |

Բազային մոդիֆիկացիայի դիզելների համառոտ տեխնիկական բնութագրերը

| Դիզելի մոդելը | Բազային մոդիֆիկացիան | Հզորությունը, կՎտ | | Պտտման հաճախությունը րոպե | | Առավելագույն պտտող մոմենտը, M_{max} , Ն.մ | Պտտող մոմենտի պաշարը, μ , % | Վառելիքի տեսակարար ծախսը անվանական ռեժիմում, g_{en} , գ/կՎտ.ժ |
|--------------------------------------|--------------------------------|---------------------|------------------|---------------------------|-------------------------------------|---|---------------------------------|---|
| | | շահագործական, N_s | անվանական, N_n | անվանական, N_H | առավելագույն մոմենտի դեպքում, N_M | | | |
| Հեղուկային հովացմամբ դիզելներ | | | | | | | | |
| 4P ԱՓ | Д-240 | 55,1 | 56,6 | 2200 | 1400 | 274 | 12 | 245 |
| 6P,Փ | Д-260Т | 106,6 | 110,2 | 2200 | 1500 | 518 | 12 | 245 |
| 4P,Փ | СМД 17KH/18KH СМД -19/20 | 73,5 | 76,4 | 1900 | 1400 | - | 10 | 245 |
| | | 88,5 | 92 | 1900 | 1400 | - | 10 | 245 |
| 6V,Փ | СМД -62 СМД -72 | 121,3 | 128,6 | 2100 | 1450- 1650 | 637 | 15 | 245 |
| | | 147,2 | 152 | 2100 | 1400 | - | 10 | 245 |
| 8V,Փ | СМД -80 | 183,8 | 194,8 | 2100 | 1450- 1650 | 960 | 15 | 238 |
| 4P,Փ | К-41Т | 81 | 84,5 | 1750 | 1200- 1300 | 529 | 15 | 245 |
| 6P,Փ | А-01Т | 117,6 | 122,8 | 1800 | 1200- 1400 | 652 | 15 | 238 |
| 4P,Փ | Д -160 | 117,6 | 122,8 | 1250 | 800- 900 | 1029 | 12 | 238 |
| 8V,Փ | ЯМЗ-238НБ | 144,6 | 153,6 | 1743 | 1680 | 858 | 15 | 236 |
| 12V, Փ | ЯМЗ-240НБ | 187,5 | 198,5 | 1900 | 1700 | 1018 | 15 | 242 |
| Օդային հովացմամբ դիզելներ | | | | | | | | |
| 2P,Ա Փ | Ц-120 | 21,1 | 23,5 | 2200 | 1500 | 123 | 12 | 238 |
| 4P,Ա Փ | Ц-144 | 44,1 | 46,3 | 2200 | 1500 | 248 | 12 | 238 |
| 8V,Փ | 8ԼԼBT-330 | 252,5 | 267,8 | 1850 | 1250- 1300 | 1029 | 12 | 238 |

Ծանոթություն: ԱՓ - առանց փչանդման դիզելներ, Փ - փչանդմամբ դիզելներ:

Աղյուսակ 4

Թրթուրային օղակների քայլը և զետեղվող օղակների քանակը

| | | | | | | | |
|--------------------------|---------------|-------|------|-----|-------|-------|-------|
| Տրակտորի մակնիշը | S-54 S-70U | ՊՏ-75 | S-74 | S-4 | S-100 | S-150 | S-130 |
| | Պարամետրը | | | | | | |
| Օղակի քայլը, ℓ , մմ | 176 | 170 | 170 | 176 | 203 | 170 | 203 |
| Օղակների քանակը, z | 13 | 13 | 12 | 14 | 13 | 14 | 13 |

Աղյուսակ 5

Գյուղատնտեսական տրակտորների տեղապատույտի կորերի կառուցման տվյալները (հողատեսքը՝ խոզան, միջին խտության և նորմալ խոնավության)

| Տրակտորի դասը, կՆ | Տրակտորի մակնիշը | Տրակտորի զանգվածը, կգ | Տեղապատույտի կորերի պարամետրերը | | | | | | | | |
|-------------------|------------------|-----------------------|----------------------------------|------------------|-------------|-------------|--------------|---------------|---------------|---------------|--|
| | | | Կոր-դինատները | Թվային արժեքները | | | | | | | |
| | | | | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | |
| 6 | S-25 | $\frac{1700}{1020}$ | $P_D, \text{ կ}$ $\delta, \%$ | 0 1,3 | 1500 3,0 | 3000 3,5 | 4500 9,2 | 6000 15,6 | 7500 27,0 | - - | |
| 9 | S-40 | $\frac{2680}{1830}$ | $P_D, \text{ կ}$ $\delta, \%$ | 0 1,2 | 2000 3,3 | 4000 6,1 | 6000 9,7 | 8000 15,4 | 9000 19,8 | 10000 25,3 | |
| 9 | S-40U | $\frac{2880}{1850}$ | $P_D, \text{ կ}$ $\delta, \%$ | 0 1,0 | 3000 2,9 | 6000 8,0 | 9000 14,9 | 12000 27,6 | - - | - - | |
| 14 | ՍՏՁ-50 | $\frac{3220}{2280}$ | $P_D, \text{ կ}$ $\delta, \%$ | 0 0,7 | 3000 2,6 | 6000 5,0 | 9000 8,5 | 12000 14,4 | 14000 22,4 | 15000 30,1 | |
| 14 | ՍՏՁ-80 | $\frac{3600}{2410}$ | $P_D, \text{ կ}$ $\delta, \%$ | 0 0,8 | 3000 2,2 | 6000 4,3 | 9000 7,0 | 12000 11,0 | 14000 15,6 | 15000 18,6 | |

Աղյուսակ 5-ի շարունակությունը

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 |
|----|--------|----------------------|----------------------------------|----------|--------------|--------------|--------------|---------------|---------------|---------------|
| 14 | ՄՏՁ-82 | $\frac{3800}{2400}$ | $P_D, \text{ Խ}$ $\delta, \%$ | 0 0,8 | 3000 2,1 | 6000 4,0 | 9000 6,4 | 12000 9,8 | 14000 13,3 | 15000 15,2 |
| 20 | S-54Կ | 3910 | $P_D, \text{ Խ}$ $\delta, \%$ | 0 0,4 | 5000 1,1 | 10000 1,9 | 15000 3,0 | 20000 4,5 | 25000 7,3 | 30000 13,3 |
| 20 | S-38 | 4200 | $P_D, \text{ Խ}$ $\delta, \%$ | 0 0,4 | 5000 1,0 | 10000 1,8 | 15000 2,8 | 20000 4,2 | 25000 6,5 | 30000 10,7 |
| 30 | ՂՏ-54 | 5810 | $P_D, \text{ Խ}$ $\delta, \%$ | 0 0,3 | 10000 1,2 | 20000 2,4 | 30000 5,0 | 40000 13,7 | - - | - - |
| 30 | ՂՏ-75 | 6290 | $P_D, \text{ Խ}$ $\delta, \%$ | 0 0,2 | 10000 0,6 | 20000 1,2 | 30000 2,7 | 40000 7,9 | - - | - - |
| 30 | S-150Կ | $\frac{7320}{2460}$ | $P_D, \text{ Խ}$ $\delta, \%$ | 0 0,8 | 10000 2,5 | 20000 4,5 | 30000 8,0 | 40000 19,7 | - - | - - |
| 50 | Կ-701 | $\frac{11890}{4210}$ | $P_D, \text{ Խ}$ $\delta, \%$ | 0 0,7 | 10000 1,4 | 20000 2,4 | 30000 3,8 | 40000 7,0 | 50000 13,9 | 60000 27,3 |
| 60 | S-130 | 13540 | $P_D, \text{ Խ}$ $\delta, \%$ | 0 0,4 | 20000 1,1 | 40000 1,8 | 60000 2,8 | 80000 5,6 | - | - |

Ծանոթություն: «Տրակտորի զանգվածը» սյունակում կոտորակային թվի համարիչում տրակտորի լրիվ զանգվածն է, հայտարարում հետևի կամրջակի վրա բեռնվածքը:

Աղյուսակ 6

Տրակտորի շարժման տեխնոլոգիական (դանդաղեցված) արագությունների երաշխավորվող ընդդրույթը

| Ընդդրույթը, մ/վ | Տրակտորի քարշային դասը, կՆ | | | | |
|-----------------|----------------------------|-----------|----|-----------|------------|
| | 6 | 9 և 14 | 20 | 30 և 40 | 60 և ավելի |
| Առաջին | 0,28-0,45 | 0,10-0,28 | - | 0,14-0,28 | 0,03-0,08 |
| Երկրորդ | - | 0,33-0,80 | | 0,5-1,0 | 0,09-0,25 |

Աղյուսակ 7

Վառելանյութի տեսակարար ծախսը

| Շարժիչի մակնիշը | Աշխատանքային ծավալը, Լ | Վառելիքի նվազագույն տեսակարար ծախսը, գ/կվտ.ժ(գ/ձ.ուժ.ժ) |
|-----------------|------------------------|---|
| 1 | 2 | 3 |
| ՄԵՄՁ-968Ն | 1,197 | 324(238) |
| ՄԵՄՁ-969Ա | 1,197 | 324(238) |
| ՄԵՄՁ-245.10 | 1,091 | 286(210) |
| ՎԱՁ-1111 | 0,644 | 279(205) |
| ՎԱՁ-2106 | 1,568 | 300(221) |
| ՎԱՁ-2121 | 1,568 | 299(220) |
| ՎԱՁ-21083 | 1,5 | 279(205) |
| 408Է | 1,36 | 327(240) |
| 4178,4179 | 2,445 | 295(215) |
| ՉՄՁ-24-01 | 2,445 | 295(215) |
| ՉՄՁ-402.10 | 2,445 | 285,6(210) |
| ՉՄՁ-505.10 | 5,53 | 279(205) |
| ՉՄՁ-53-11 | 4,25 | 300(220) |
| ՉՄՁ -672-11 | 4,25 | 300(220) |
| ՉՄՁ-66-06 | 4,25 | 300(220) |
| ԳԱՁ-52-04 | 3,48 | 333(245) |
| ՁԻԼ-508.10 | 6,0 | 299(220) |
| ՁԻԼ-5085.10 | 6,0 | 0,18մ ³ /(կվտ.ժ) 0,13մ ³ /(ձ.ուժ) |
| ՁԻԼ-5086.10 | 6,0 | 0,45մ ³ /(կվտ.ժ) 0,33մ ³ /(ձ.ուժ) |
| ՁԻԼ-4104 | 7,7 | 285,6(210) |
| ՁԻԼ-157Դ,157ԿԴ | 5,38 | 333(245) |
| ՅաՄՁ-642,10-01 | 8,14 | 220(162) |
| ԿաՄԱՁ-740.10 | 10,85 | 217,6(160) |
| ՅաՄՁ-8421.10 | 17,24 | 202(148) |
| ՅաԱՁ-Մ204Դ | 4,65 | 245(180) |
| ՅաՄՁ-238 | 10,71 | 216(160) |

Աղյուսակ 8

Հզորության օգտագործման աստիճանը հաշվի առնող գործակիցը

| K_N | $N_{ei}/N_{e,max}$ | | | | | | | | | |
|-------------------------|--------------------|------|------|------|------|------|------|-----|------|-----|
| | 0,1 | 0,2 | 0,3 | 0,4 | 0,5 | 0,6 | 0,7 | 0,8 | 0,9 | 1 |
| Կարբյուրատորային շարժիչ | 2,7 | 2,1 | 1,65 | 1,35 | 1,1 | 0,9 | 0,8 | 0,8 | 0,85 | 0,9 |
| Դիզելային շարժիչ | 1,45 | 1,55 | 0,92 | 0,75 | 0,65 | 0,58 | 0,55 | 0,6 | 0,7 | 0,9 |

Աղյուսակ 9

Շարժիչի պտուտաթվերը հաշվի առնող գործակիցը

| K_n | n_p/n_v | | | | | | | | | |
|-----------------------------|-----------|-----|------|-----|------|------|------|------|------|------|
| | 0,1 | 0,2 | 0,3 | 0,4 | 0,5 | 0,6 | 0,7 | 0,8 | 0,9 | 1 |
| Բոլոր տիպի շարժիչների համար | 1,16 | 1,1 | 1,05 | 1,0 | 0,96 | 0,93 | 0,92 | 0,93 | 0,97 | 1,02 |

Աղյուսակ 10

Ծանրության կենտրոնի ուղղահայաց կոորդինատը

| Հ/հ | Ավտոմոբիլի մակնիշը | Ծանրության կենտրոնի ուղղահայաց կոորդինատը, մմ | |
|-----|--------------------|---|--------------|
| | | առանց բեռի | լրիվ բեռնված |
| 1 | 2 | 3 | 4 |
| 1 | Մոսկվիչ-412 | 475 | 545 |
| 2 | ԳԱԶ-24 Վոլգա | 615 | 714 |
| 3 | ՎԱԶ-2106 | 510 | 605 |
| 4 | ՎԱԶ-1111 | 440 | 510 |
| 5 | ՎԱԶ-2121 | 270 | 600 |
| 6 | ԶԱԶ968Մ | 460 | 520 |
| 7 | ԼՈՒԱԶ-1302 | 650 | 672 |

Աղյուսակ 10-ի շարունակությունը

| 1 | 2 | 3 | 4 |
|----|----------------|------|------|
| 8 | ՌԻԱԶ-31512 | 785 | 825 |
| 9 | ՌԻԱԶ-3303 | 750 | 960 |
| 10 | ՌԻԱԶ-3741 | 820 | 1000 |
| 11 | ՈՐԱԶ-762Կ | 820 | 960 |
| 12 | ԳԱԶ-69 | 680 | 707 |
| 13 | ԳԱԶ-53-12 | 1350 | 1480 |
| 14 | ԳԱԶ-3307 | 835 | 1025 |
| 15 | ԳԱԶ-5204 | 830 | 1260 |
| 16 | ԳԱԶ-66 | 820 | 1100 |
| 17 | ԶԻԼ-431410 | 855 | 1200 |
| 18 | ԿՐԱԶ-260 | 900 | 1225 |
| 19 | ԶԻԼ-431410 | 885 | 1210 |
| 20 | ՄԱԶ-53371 | 900 | 1400 |
| 21 | ԿամԱԶ | 950 | 1460 |
| 22 | ՈՒՐԱԿ-4320 | 730 | 1230 |
| 23 | ՈՒՐԱԿ-43202 | 865 | 1126 |
| 24 | ԼԱԶ-4207 | 850 | 1200 |
| 25 | ՊԱԶ-3201 | 830 | 1200 |
| 26 | ԿԱՎԶ-3976 | 820 | 1000 |
| 27 | Իկարուս-543.26 | 830 | 1040 |
| 28 | Իկարուս-260.50 | 800 | 1100 |

ԳՐԱԿԱՆՈՒԹՅՈՒՆ

1. Մարտապետյան Հ.Վ. Ավտոմոբիլի և տրակտորի տեսություն. - Եր.: Լույս, 1989. - 351 էջ:
2. Кутьков Г. М. Тракторы и автомобили, теория и технологические свойства. - М.: Колос, 2004. - 504 с.
3. Чудаков Д.А. Основы теории расчета трактора и автомобиля. - М.: Колос, 1972.
4. Гуськов В.В. и др. Тракторы, теория. - М.: Машиностроение, 1988. - 376 с.
5. Скотников В.А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля.- М.: Агропромиздат, 1986. - 383 с.
6. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль. Теория эксплуатационных свойств. М.: Машиностроение, 1989.- 240 .
7. Хачатуров А.А., Афанасьев В.А., Васильев В.С. и др. Динамика системы дорога-шина-автомобиль-водитель. - М.: Машиностроение, 1976. - 535 с.
8. Краткий автомобильный справочник, в 3-х томах. - М.: НПСТ «Транс-консалтинг», 2002. - 360 с.
9. Краткий автомобильный справочник, НИИАТ. - М.: Транспорт, 1985. - 220 с.
10. Скотников В.А. и др. Проблемы современного сельскохозяйственного тракторостроения. - Минск: Высшая школа, 1983. - 208 с.
11. Ксенович И.П. и др. Ходовая система-почва-урожай. - М.: Агропромиздат, 1985. - 304 с.
12. Ротемберг Р.В. Подвеска автомобиля. Колебания и плавность хода. - М.: Машиностроение, 1972. - 392 с.

ԲՈՎԱՆԴԱԿՈՒԹՅՈՒՆ

| | |
|--|----|
| Ներածություն | 3 |
| ԳԼՈՒԽ 1. Ավտոմոբիլների և տրակտորների տեխնիկա- շահագործական հատկանիշները..... | 5 |
| 1.1. Ավտոմոբիլների և տրակտորների դերը հողի բերրիության և գյուղատնտեսական մշակաբույսերի բերքատվության բարձրացման գործում..... | 5 |
| 1.2. Ավտոտրանսպորտային միջոցների և տրակտորների հիմնական շահագործական հատկանիշները..... | 8 |
| ԳԼՈՒԽ 2. Ավտոմոբիլների և տրակտորների շարժման ընդհանուր օրենքները..... | 11 |
| 2.1. Ավտոմոբիլի և տրակտորի վրա ազդող արտաքին ուժերը, դրանց բնույթն ու որոշման մեթոդիկան..... | 11 |
| 2.2. Ավտոմոբիլի և տրակտորի շարժման հավասարումը, քարշային բալանսը..... | 16 |
| 2.3. Տանող մոմենտ և շոշափող քարշիչ ուժ..... | 20 |
| 2.4. Ավտոմոբիլային շարժիչի արտաքին բնութագիրը..... | 24 |
| 2.5. Տրակտորային դիզելի կարգավորիչ բնութագիրը..... | 29 |
| ԳԼՈՒԽ 3. Անվավոր շարժաբերի ընդհանուր դինամիկան... .. | 34 |
| 3.1. Գետնից անիվներին նորմալ հակազդումների որոշումը..... | 34 |
| 3.2. Պնևմատիկ ֆիզիկամեխանիկական հատկությունները..... | 38 |
| 3.2.1. Հիստերեզիսի հատկություն..... | 39 |
| 3.2.2. Հենաբեռնվածքային հատկություններ..... | 41 |
| 3.2.3. Կցման հատկություններ..... | 43 |
| 3.2.4. Կողատարման դինամիկություն..... | 44 |
| 3.2.5. Անկյունային դեֆորմացիայի դինամիկություն..... | 46 |
| 3.3. Տանող անվի աշխատանքը. տեղապտույտ..... | 47 |
| 3.4. Տանող անվի օգտակար գործողության գործակիցը... .. | 53 |
| ԳԼՈՒԽ 4. Ավտոմոբիլի քարշային հատկանիշները..... | 56 |
| 4.1. Ավտոմոբիլի տրանսմիսիայի փոխանցման թվերի որոշումը..... | 56 |
| 4.2. Դինամիկական գործոն և դինամիկական բնութագիր.. | 59 |
| 4.3. Ավտոմոբիլի թափառքը..... | 65 |
| 4.4.1. Թափառքի բնութագրերի կառուցման գծագրավերլուծական եղանակը..... | 67 |
| 4.4.2. Թափառքի ճանապարհի բնութագիրը..... | 70 |
| 4.5. Թափառքի ժամանակի և ճանապարհի՝ անալիտիկ եղանակով որոշումը..... | 71 |
| 4.6. Ավտոմոբիլի քարշային բալանսը..... | 74 |

| | |
|---|-----|
| 4.7. Ավտոմոբիլի հզորության բալանսը..... | 77 |
| ԳԼՈՒԽ 5. Ավտոմոբիլի արգելակային դինամիկան և վառելիքի շահավետությունը..... | 81 |
| 5.1. Ավտոմոբիլի արգելակային դինամիկան..... | 81 |
| 5.1.1. Արգելակային հատկանիշների նկատմամբ պահանջները..... | 81 |
| 5.1.2. Դանդաղեցումն արգելակման ժամանակ..... | 83 |
| 5.1.3. Արգելակման ճանապարհը..... | 85 |
| 5.1.4. Արգելակման ընդհանուր ճանապարհը..... | 88 |
| 5.1.5. Արգելակումը շարժիչով..... | 91 |
| 5.2. Ավտոմոբիլի վառելիքի շահավետությունը..... | 93 |
| 5.3. Պրոգրեսիվ հաղորդակով ավտոմոբիլի դինամիկայի առանձնահատկությունները..... | 98 |
| ԳԼՈՒԽ 6. Տրակտորի ընդհանուր դինամիկան..... | 105 |
| 6.1. Թրթուրավոր շարժաբերի կինեմատիկական առանձնահատկությունները..... | 105 |
| 6.2. Թրթուրավոր տրակտորի վրա ազդող արտաքին ուժերը, ճնշման կենտրոնը..... | 107 |
| 6.3. Գետնից թրթուրի հենարանային երկարությամբ նորմալ հակազդման բաշխումը..... | 111 |
| 6.4. Տրակտորի հզորության բալանսը և քարշային բնութագիրը..... | 116 |
| 6.5. Տրակտորի տեսական քարշային բնութագիրը..... | 121 |
| 6.6. Բոլոր տանող անիվներով տրակտորի քարշային դինամիկան..... | 124 |
| 6.7. Տրակտորի տրանսմիսիայի փոխանցման թվերի որոշումը..... | 130 |
| ԳԼՈՒԽ 7. Ավտոմոբիլի և տրակտորի կայունությունը..... | 133 |
| 7.1. Ավտոմոբիլի և տրակտորի երկայնական կայունությունը..... | 133 |
| 7.2. Ավտոմոբիլի և տրակտորի լայնական կայունությունը | 136 |
| 7.3. Անվավոր ինքնագնաց մեքենաների կայունությունը կորագիծ շարժման դեպքում..... | 138 |
| 7.4. Ավտոմոբիլի կայունությունը կողասահքի նկատմամբ | 141 |
| ԳԼՈՒԽ 8. Ավտոմոբիլի և տրակտորի դարձի տեսությունը..... | 145 |
| 8.1. Անվավոր ինքնագնաց մեքենաների դարձի հիմնական եղանակները..... | 145 |
| 8.2. Անվավոր ինքնագնաց մեքենաների դարձի դինամիկան..... | 148 |

| | |
|--|-----|
| 8.3. Անիվների կողատարման ազդեցությունը մեքենայի կառավարման վրա..... | 151 |
| 8.4. Ավտոտրակտորային գնացքի դարձի առանձնահատկությունները..... | 155 |
| 8.5. Ուղղորդ անիվների կայունացումը..... | 158 |
| 8.6. Թրթուրավոր տրակտորի դարձը..... | 162 |
| ԳԼՈՒԽ 9. Ավտոմոբիլի և տրակտորի անցանելիությունը... .. | 170 |
| 9.1. Հասկացողություն ավտոմոբիլի և տրակտորի անցանելիության մասին..... | 170 |
| 9.2. Անցանելիության հենարանային և ժամանակային հատկանիշները..... | 171 |
| 9.3. Անցանելիության քարշային և կցման հատկանիշները..... | 174 |
| 9.4. Անցանելիության կառուցվածքային ճանապարհային հատկանիշները..... | 175 |
| 9.5. Ինքնագնաց մեքենաների ագրոտեխոլոգիական հատկանիշները..... | 182 |
| ԳԼՈՒԽ 10. Ավտոմոբիլի, տրակտորի էրգոնոմիկական հատկանիշները և ընթացքի սահունությունը..... | 185 |
| 10.1. Էրգոնոմիկական հատկանիշների գնահատման չափանիշները..... | 185 |
| 10.2. Ճանապարհների անհարթությունների բնութագիրը.. | 188 |
| 10.3. Ավտոմոբիլի և տրակտորի տատանումները..... | 196 |
| 10.4. Տատանումների ազդեցությունը մարդու վրա..... | 205 |
| ԳԼՈՒԽ 11. Տրակտորի քարշային հաշվարկը..... | 208 |
| 11.1. Ընդհանուր դրույթներ..... | 208 |
| 11.2. Քարշային ընդգրկույթի որոշումը..... | 209 |
| 11.3. Տրակտորի կշռի հաշվարկը..... | 210 |
| 11.4. Հիմնական աշխատանքային արագությունների ընդգրկույթի հաշվարկը..... | 212 |
| 11.5. Հիմնական աշխատանքային արագությունների շարքի կառուցվածքը..... | 215 |
| 11.6. Շարժիչի պահանջվող հզորության հաշվարկը..... | 217 |
| 11.7. Դիզելի կարգավորիչ բնութագիրը..... | 219 |
| 11.8. Տանող անիվների չափերի որոշումը..... | 217 |
| 11.9. Տրանսմիսիայի փոխանցման թվերի որոշումը..... | 224 |
| 11.10. Տրակտորի տեսական քարշային բնութագրի կառուցումը..... | 225 |
| ԳԼՈՒԽ 12. Ավտոմոբիլի քարշային հաշվարկը..... | 234 |
| 12.1. Ընդհանուր դրույթներ..... | 234 |
| 12. 2. Քարշային հաշվարկի կատարման կարգը..... | 235 |

| | |
|--|-----|
| 12.2.1. Բեռնատար ավտոմոբիլի ընդհանուր կշռի որոշումը..... | 235 |
| 12.2.2. Ավտոմոբիլի կշռի բաշխումը..... | 236 |
| 12.3. Շարժիչի արտաքին բնութագրի կառուցումը և ընտրումը..... | 237 |
| 12.4. Գլխավոր փոխանցման թվի որոշումը..... | 239 |
| 12.4.1. Փոխանցումների տուփի ընտրումը և փոխանցման թվերի որոշումը..... | 239 |
| 12.5. Ավտոմոբիլի հզորության բալանսը..... | 240 |
| 12.6. Ավտոմոբիլի քարշային բալանսը..... | 243 |
| 12.7. Դինամիկական բնութագրի կառուցումը..... | 244 |
| 12.8. Ավտոմոբիլի թափառքի բնութագրի կառուցումը..... | 245 |
| 12.9. Ավտոմոբիլի վառելանյութի շահավետության բնութագիրը..... | 249 |
| 12.10. Ավտոմոբիլի արգելակային դինամիկան..... | 252 |
| 12.11. Ավտոմոբիլի կայունության պարամետրերի որոշումը..... | 253 |
| Հավելված | 256 |
| Գրականություն | 264 |

ԲԱԶԻԿՅԱՆ ՆՈՐԻԿ ԱՎԵՏԻՍԻ

**ԱՎՏՈՄՈԲԻԼՆԵՐ ԵՎ ՏՐԱԿՏՈՐՆԵՐ
ՇԱՐԱԳՈՐԾԱԿԱՆ ՀԱՏԿԱՆԻՇՆԵՐԻ ՏԵՍՈՒԹՅՈՒՆ**

ԵՐԵՎԱՆ, 2015

БАЗИКЯН НОРИК АВETИCOBИЧ

**АВТОМОБИЛИ И ТРАКТОРЫ
ТЕОРИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ СВОЙСТВ**

Ереван, 2015

Ստորագրված է տպագրության 29.01.2015թ..
Թղթի չափսը 60x84 $\frac{1}{16}$, 17 տպ. մամուլ, 13,6 հրատ. մամուլ
Պատվեր 64: Տպաքանակ 300:

ՀԱԱՀ-ի տպարան, Տերյան 74

