

631.372/07)233

T.S.XUDOYBERDIYEV

TRAKTOR VA AVTOMOBILLAR NAZARIYASI VA HISOBI

*O'zbekiston Respublikasi Oliy va o'rta maxsus
ta'lim vazirligining 2006-yil 24-iyuldagi 167-sonli
buyrug'iga asosan bakalavriyat ta'lim talabalari
uchun darslik sifatida tavsiya etilgan*

2023935-

«SHARQ» NASHRIYOT-MATBAA
AKSIYADORLIK KOMPANIYASI
BOSH TAHRIRIYATI
TOSHKENT — 2007

Т.С.ХУДОЙБЕРДИЕВ

**ТРАКТОРЫ И
АВТОМОБИЛИ
ТЕОРИЯ И РАСЧЕТ**

T.S.HUDOYBERDIEV

**TRACTORS AND
AUTOMOBILES**

**THE THEORY AND
CALCULATIONS**

021.04(070)
X-87

A.SIROJIDDINOV — Toshkent Davlat agrar universiteti «Qishloq xo'jaligi mashinalari, foydalanish va ta'mirlash» kafed-rasi dotsenti, texnika fanlari nomzodi.

T a q r i z c h i l a r:

F.MAHMUDOV — Toshkent avtomobil va yo'llar instituti «Elektromexanika va avtomatika» kafed-rasi mudiri, professor.

K.NURIYEV — Guliston Davlat universiteti «Agroinjeneriya va kasbiy ta'lim kafed-rasi mudiri, texnika fanlari doktori.

Ushbu darslikda traktor va avtomobillar nazariyasi hamda hisobi bayon qilingan bo'lib, unda traktor va avtomobillarning umumiy dinamikasi, kuch va quvvat balansi, yonilg'i tejamkorligi, tormozlash dinamikasi, boshqariluvchanlik, burilish va turg'unlik kabi masalalar mukammal yoritilgan. Yo'l to'siqlaridan o'tuvchanlik va yurish ravonligi to'g'risida qisqa, lekin yetarli darajada ma'lumot berilgan. Shuningdek, asosiy qismlarning hisoblash uslublari misollar yordami-da yoritilgan.

Mazkur kitob oliy o'quv yurtlarining qishloq xo'jaligini va melioratsiya ishlarini mexanizatsiyalash yonalishi talabalari uchun mo'ljallangan bo'lib, undan shu soha magistrantlari ham foydalanishlari mumkin.

В этой книге изложена теория и расчет тракторов и автомобилей, где подробно освещены общая динамика тракторов и автомобилей, тяговый и мощностной балансы, топливная экономичность, тормозная динамика, достаточные сведения о проходимости тракторов и автомобилей. Даны примеры методики расчетов основных деталей и узлов.

Книга предназначена для бакалавров вузом по направлениям механизации сельского хозяйства и механизация мелиоративных работ, а также ею могут пользоваться магистранты вышеотмеченных специальностей.

The textbook presents theory of tractors and automobiles, where is given general tractors and automobiles dynamics, power and pulling balances, fuel efficiency, braking dynamics, handling, turnability and stability. Brief but sufficient information is given on passibility of road obstacles. Of Methods of calculation of parts and blocks are presented.

The textbook is intended for the bachelor students of high education institutions on mechanization of agriculture and mechanization of melioration work and also could be used by master students of the same specialties.

ISBN 978-9943-00-041-4

ушк 2792

© «Sharq» nashriyot-matbaa aksiyadorlik kompaniyasi
Bosh tahririyati, 2007-y.

S O' Z B O S H I

O'zbekiston Respublikasi mustaqillikka erishgandan so'ng barcha sohalarida bo'lganidek ta'lim tizimida ham islohotlar keng ko'lamda olib borilmoqda. «Kadrlar tayyorlash milliy dasturi» hamda «Ta'lim to'g'risida»gi Qonunning qabul qilinishi ta'lim sohasida olib borilayotgan islohotlarning asosiy yo'nalishlari va vazifalarini belgilab berdi. Mazkur hujjatlardan kelib chiqadigan asosiy vazifa — ma'naviyatli, barkamol avlodni tarbiyalash va dunyo standarti talabiga mos keluvchi mutaxassislarni tayyorlashdir. Shu vazifalarni bajarishda zamon talabi asosida yaratilgan darslik va o'quv qo'llanmalarining o'z o'rnini bor. Mazkur kitob ham shu yo'nalishda bajarilgan ishlardan bo'lib, o'zbek tilida birinchilar qatorida yozilganligi uchun qishloq xo'jaligini va melioratsiya ishlarini mexanizatsiyalashtirish fakulteti talabalari tomonidan foydalanib kelinmoqda.

Ma'lumki, qishloq xo'jaligi kundan kunga rivojlanib, xilma-xil yangi traktor va qishloq xo'jalik mashinalari bilan jihozlanib bormoqda. Shuni ta'kidlash kerakki, qishloq xo'jaligi qanday yangi texnikalar bilan jihozlanmasin, ulardan unumli va samarali foydalanish, ularning uzoq ishlashi va puxtaligini oshirish doimo shu kunning dolzarb masalalaridan biri bo'lib qolaveradi. Shuning uchun texnikalarning konstruksiyasi bilan chuqur tanish bo'lgan va ularni ishlatishni yaxshi o'zlashtirgan yuqori malakali kadrlarni tayyorlash ham asosiy vazifalardan biridir.

Tayyorlanayotgan har bir mutaxassis texnikani puxta bilishi, ularning ekspluatatsion xususiyatlarini to'g'ri baholay olishi va shunga asosan ishni tashkil qilishi, qishloq xo'jaligi va melioratsiya mashinalarini ish

sharoitiga qarab to'g'ri tanlash kabi masalalarni yecha bilishi kerak.

Darslikda bu masalalar yetarli va o'quvchi uchun tushunarli darajada yoritilgan.

Darslik 12 bobdan iborat bo'lib, traktor va avtomobillarning umumiy dinamikasi, kuch va quvvat balansi, yonilg'i tejamkorligi, tormozlash dinamikasi, boshqaruvchanlik, burilishi va turg'unlik kabi masalalarning nazariy tomoni, amaliyotda namoyon bo'lish holatlari va shu masalalarni yaxshilashning yo'riqlari mukammal yoritilgan. Traktor va avtomobillarning o'tag'onligi haqida asosiy ma'lumot berilgan. Shuningdek, kitobning oxirida traktor va avtomobillar shassisining asosiy qismlarini hisoblash uslublari bayon qilingan bo'lib, yuqorida sanab o'tilgan masalalarni o'rganishda bo'lajak mutaxassislariga yaqindan yordam beradi, degan umiddamiz.

K I R I S H

«Traktor va avtomobillar nazariyasi hamda hisobi» kursida traktor va avtomobillarning ekspluatatsion xususiyatlari o'rganiladi hamda ularning tasniflarini aniqlash va asosiy uzellari, detallarini mustahkamlikka hisoblash yo'llari bilan tanishiladi. Bundan tashqari, ushbu kursda mashinalar konstruksiyasi va ishlash sharoitining traktor va avtomobillar ekspluatatsion xususiyatlarga ta'siri o'rganiladi hamda bu ekspluatatsion xususiyatlarni baholovchi o'lchash asboblarning tuzilishi, ularning ishlash prinsipi bilan tanishiladi.

Shuni ham aytish kerakki, «Traktor va avtomobillar nazariyasi va hisobi» kursi faqat mavjud mashinalarning ekspluatatsion xususiyatlarini o'rganish bilan chegaralanmay, u mavjud mashinalarni o'rganish asosida kelajak mashinalarini takomillashtirish va ularning samaradorligini oshirish yo'llari ilmiy jihatdan asoslab beradi.

Ma'lumki, mashina detallari murakkab konstruksiyaga va harakat qonuniyatlariga ega. Shuning uchun ularning harakatini umumiy tarzda ifodalovchi matematik ifodalar tuzish qiyin hamda bu ifodalardan amalda foydalanish noqulay. Ushbu fan ularni hisobga olgan holda, mashinalarning harakatini o'rganish jarayonida boshqa muhandislik fanlari kabi, ba'zi bir «soddalashtirish»larga yo'l qo'yadi, ya'ni masalaning asosiy tomonlarini o'rganib, ikkinchi darajali tomonlarini chetlab o'tadi. Shuning uchun olingan natija ba'zan haqiqiysidan biroz chetga chiqishi mumkin, lekin bu natijalar amaliy hisoblar uchun ma'lum darajada aniq va yetarli bo'ladi.

Bu fan o'quvchini «soddalashtirish» natijasida olingan matematik ifodalarni to'g'ri tushunishga, ulardan foydalanish sohasi va chegarasini bilishga o'rgatadi.

Hozirgi sharoitda traktor va avtomobillar konstruksiyalariga ko'p talablar qo'yilmoqda, ishlash ko'lami kengaymoqda, shuningdek, ekspluatatsion xususiyatlari

yaxshilanmoqda. Eksploatatsion ko'rsatkichlarning yaxshilanishi va ko'payishi ularni kompleks ravishda o'rganishni qiyinlashtiradi. Shuni hisobga olib, «Traktor va avtomobillar nazariyasi va hisobi» kursi traktorlar, qishloq va suv xo'jaligida ishlatiluvchi avtomobillarning eksploatatsion xususiyatlarini to'rt guruhga bo'lib o'rganadi:

1. *Texnik-iqtisodiy xususiyatlar.*
2. *Umumtexnikaviy xususiyatlar.*
3. *Umumiy xususiyatlar.*
4. *Maxsus xususiyatlar.*

1. Texnik-iqtisodiy xususiyatlar

Traktor va avtomobillarning texnik-iqtisodiy xususiyatlari ikkita kattalik bilan belgilanadi: ish unumdorligi va iqtisodiy samaradorlik.

Traktorlarning ish unumdorligi uning birlik vaqt ichida ishlov bergan yer yuzasi bilan o'lchanadi. Ishlov berilgan yuzaning sifati belgilangan me'yorda bo'lishi shart.

Avtomobilning ish unumdorligi esa, birlik vaqt ichida tashilgan yuk massasi yoki passajirlar sonining tashish masofasiga bo'lgan ko'paytmasi bilan belgilanadi.

Ish unumiga traktor va avtomobilning tortish sifati, tezligi, ularning konstruksiyasi hamda eksploatatsion sharoitlar ta'sir qiladi. Ko'rsatilgan parametrlarning ish unumiga ta'sirini aniqlash ushbu kursning asosiy vazifasidir.

Iqtisodiy samaradorlik ma'lum ishni bajarish uchun sarf bo'lgan xarajatlar bilan belgilanadi. Xarajatlar har xil bo'lib, bu yerda faqat yonilg'i sarfi hisobga olinadi, yonilg'i sarfi esa, biror ishni bajarishdagi dvigatelning ishlash rejimiga bog'liq.

Bu fan yonilg'i sarfini transmissiyaning konstruksiyasiga, uzatmalarning tanlanishiga, mashinaning ishlash sharoitiga bog'liq ravishda o'rganadi va uni kamaytirishning usullarini belgilab beradi.

2. Umumtexnikaviy xususiyatlar

Umumtexnikaviy xususiyatlar quyidagilardan iborat: 1) xizmat muddati; 2) texnikaviy xizmat ko'rsatish va ta'mirlashning qulayligi.

Ushbu kursda faqat birinchi ko'rsatkich o'rganiladi, ikkinchi ko'rsatkich esa boshqa kursda, ya'ni mashinalarni ta'mirlash kursida o'rganiladi.

Xizmat muddati yangi yoki ta'mirlangan mashinaning birinchi (navbatdagi) kapital ta'mirlashgacha ishlagan vaqt bilan belgilanadi.

Xizmat muddatiga traktor va avtomobil detallarining mustahkamligi va ishqalanishga chidamliligi ta'sir etadi. Demak, detallarning mustahkamligini to'g'ri belgilash uchun ularga tushayotgan yukni va ishlash sharoitini to'g'ri hisobga olish kerak.

Ishqalanishga chidamlilik detallar konstruksiyasi va tayyorlangan materialga, shuningdek, ularni ekspluatatsiya qilish sharoitiga bog'liq. Ishqalanishdan yeyilishni aniqlash uchun mikrometraj, radioaktivlik va boshqa usullardan foydalaniladi.

3. Umumiy xususiyatlar

Umumiy xususiyatlar faqat mashinalarning konstruksiyalariga bog'liq va ular quyidagilardan iborat: 1) buriluvchanlik; 2) turg'unlik; 3) tormozlanish sifatlari; 4) harakat ravonligi.

Avtomobilning tashqi kuch ta'sirida o'z yo'nalishini o'zgartira olish qobiliyati **buriluvchanlik** deb ataladi. Buriluvchanlikni belgilovchi asosiy kattalik burilish radiusidir. Burilish radiusining qiymatiga rul yuritmasining konstruksiyasi va avtomobilning bazasi ta'sir etadi.

Ag'darilishning chekli burchaklariga teng bo'lgan bo'ylama hamda ko'ndalang qiyalikdagi mashinaning pastga sirg'anmay va ag'darilmay tura olish qobiliyati **turg'unlik** deb ataladi.

Tormozlash sifatlari traktor va avtomobilning asosiy dinamik ko'rsatkichlaridan biri hisoblanib, u yurish xavfsizligini belgilaydi. Tormozlash sifatlari uchta para-

metr bilan aniqlanadi: maksimal sekinlanish, tormoz yo'li va tormoz vaqti.

Har qanday yo'l sharoitida mashinalarning minimal tebranish bilan tekis yura olish qobiliyati **yurish ravonligi** deb ataladi.

4. Maxsus xususiyatlar

Bu xususiyatlar traktor yoki avtomobilning maxsus ishlarni bajarishga qanday darajada moslanganligini ko'rsatadi. Bular mashinaning g'o'za qator oralarida ishlashi, baland bo'yli o'simliklarga ishlov berish, choy maydonida ishlash, passajirlarga yuqori qulaylik tug'dirish va boshqalar kabi maxsus ishlar bo'lishi mumkin.

Hozirgi vaqtda «Traktor va avtomobillar nazariyasi va hisobi» kursi tez sur'atlar bilan rivojlanib bormoqda. Bu kursning rivojlanishiga akademik Y.A.Chudakov, professorlar Y.D.Lvov, B.Y.Ginsburg, G.V.Zimelev, B.S.Falkevich, D.V.Velikanov va boshqalar katta hissa qo'shdilar. Hozirgi kunda traktor va avtomobillarning ekspluatatsion xususiyatlarini yaxshilash sohasida o'nlab ilmiy tekshirish institutlari, oliy o'quv yurtlarining olimlari keng ish olib bormoqdalar. Bu olib borilayotgan ilmiy izlanishlar xalq xo'jaligini yuksak darajada rivojlanishida o'z ifodasini topmoqda.

Nazorat uchun savollar

- ② || 1. Ushbu fan nimani o'rganadi?
2. Ekspluatatsion ko'rsatkichlarni sanang va ularning har birida qanday masalalar o'rganiladi?

Kalitli so'zlar va iboralar

Ish unumdorligi, yonilg'i sarfi, xizmat muddati, texnikaviy xizmat ko'rsatish, ta'mirlash, buriluvchanlik, turg'unlik.

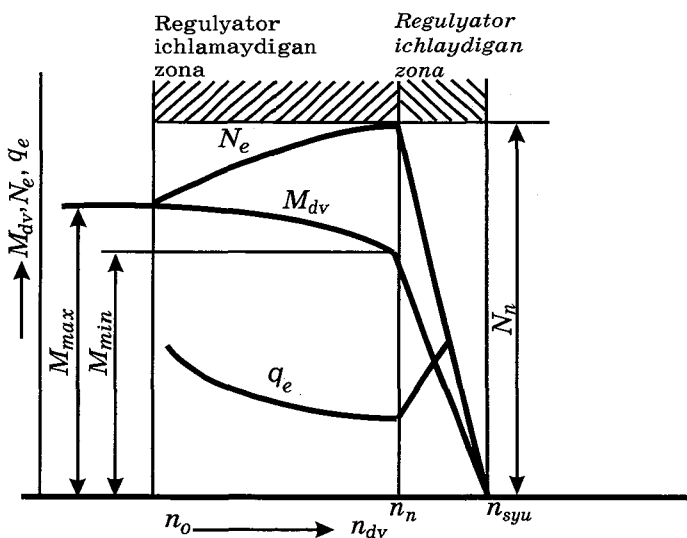
I B O B

TRAKTOR VA AVTOMOBILLARNING KUCH BALANSI

1-§. TRAKTOR ICHKI YONUV DVIGATELLARINING TASNIFLARI

Ichki yonuv dvigatellari ishlaganda tirsakli valning aylanishlar chastotasi va unga bog'liq bo'lgan burovchi moment o'zgarib turadi. Agar tashqi qarshiliklarni o'zgarimas desak, tirsakli valning har bir aylanishlar chastotasida burovchi momentning o'zgarishi faqat silindr ichidagi yonilg'ining yonish sharoitiga bog'liq bo'ladi (karburatorlar drossel-zaslonkasi yoki yonilg'i nasosining reykasi qo'zg'almas bo'lganda).

Ma'lumki, traktor dvigatellari aylanishlar regulatoriga ega. Shuning uchun burovchi momentga bog'liq



1-*chizma*. Dizel dvigatelining regulator tasnifi:

N_e — samarali quvvat; M_{dv} — burovchi moment va g_e — yonilg'ining solishtirma sarfi.

bo'lgan barcha masalalar dvigatelning regulatorli tasnifi-
ni o'rganish bilan yechiladi. Dizel dvigatelining regula-
torli tasnifi 1-chizmada keltirilgan.

Dvigatelning salt ishlashida aylanishlar chastotasi
maksimal S_{yu} qiymatga ega bo'ladi.

Tashqi qarshiliklar ortishi bilan aylanishlar chastotasi
pasayadi, lekin bunda regulator yonilg'i nasosining
reykasini siljitib, silindr ichiga berilayotgan yonilg'i
miqdorini orttiradi. Natijada dvigatelning samarali quv-
vati N_e va burovchi momenti M_{dv} ortadi. Yonilg'i na-
sosining reykasi belgilangan holatga kelishi bilan sama-
rali quvvat N_e o'zining eng yuqori qiymatiga erishadi.
Bundan keyin biz bu qiymatni nominal quvvat N_n deb
yuritamiz. Shu holatga to'g'ri keluvchi burovchi mo-
mentni nominal burovchi moment M_n , aylanishlar chas-
totasini esa nominal aylanishlar chastotasi n_n deb
ataymiz. Aylanishlar chastotasining n_{syu} dan n_n gacha
bo'lgan zonasi regulatorning ishlash zonasi deb ataladi.

Tashqi qarshiliklarning bundan keyingi ortishida ay-
lanishlar chastotasi intensiv kamayib boradi, natijada
dvigatelning samarali quvvati ham kamayadi. Lekin ay-
lanishlar chastotasining kamayishi burovchi moment-
ning sezilarli darajada ortishiga sabab bo'ladi, chunki bu
vaqtda regulatordagi korrektor ishga tushib, silindrlarga
berilayotgan yonilg'i miqdori ko'payadi. Burovchi mo-
ment aylanishlar chastotasining n_o holatida o'zining eng
yuqori qiymatiga erishadi. Aylanishlar chastotasining n_o
dan past qiymatlarida dvigatel noturg'un ishlaydi, chun-
ki bunda dvigatelning ish jarayoni buziladi. Tasnifning
 n_n dan n_o gacha bo'lgan oralig'i **regulator ishlamaydigan
zona** deyiladi.

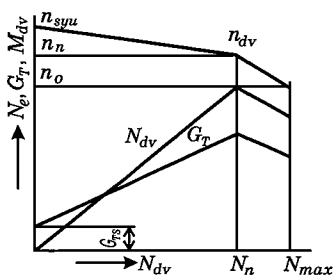
Dvigatelning zo'riqish darajasini va iqtisodiy
xususiyatlarini o'rganish paytida aylanishlar chastotasiga
bog'liq ravishda qurilgan regulatorli tasnif ma'lum qi-
yinchiliklar tug'diradi. Bunga sabab regulator ishlaydi-
gan zonaning kichikligidir. Shuning uchun ko'pincha,
regulatorli tasnif burovchi momentga bog'liq holda
quriladi. Shunday tasnif 2-chizmada ko'rsatilgan. Bu
yerda yonilg'ining solishtirma sarfi g_e o'rniga soatiga
sarflangan yonilg'i G_r olingan. Bu esa traktorlarning

ekspluatatsion xususiyatlariga bog'liq bo'lgan masalalarning yechilishini osonlashtiradi.

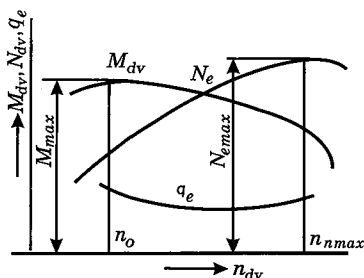
Avtomobil dvigatellarida samarali N_e va burovchi moment M_{dv} ning o'zgarishini tezlik tasnifi bo'yicha o'rganiladi (3-chizma). Ma'lumki, bu tasnif karburatorli dvigatelning drossel-zaslonkasi to'la ochiq holati uchun quriladi. Agar dvigatel valining aylanishlar chastotasi va samarali quvvati aniq bo'lsa, burovchi moment quyidagicha aniqlanadi:

$$M_{dv} = 10^3 \frac{N_e}{n_{dv}}, \quad N \cdot m, \quad (1)$$

bu yerda: N_e — dvigatelning effektiv quvvati, kW; n_{dv} — dvigatel tirsakli valining aylanishlar chastotasi, s^{-1} .



2-c h i z m a. Dizel dvigatelining qayta qurilgan regulator tasnifi.



3-c h i z m a. Karburatorli dvigatelning tezliklar tasnifi.

Traktor va avtomobillarning dinamik xususiyatlari ko'p jihatdan dvigatellarning tasniflariga bog'liq. Shuning uchun ko'p dvigatelning yuqorida keltirilgan regulatorli tasnifidan dinamik sifatlarini aniqlovchi ikkita ko'rsatkich aniqlanadi:

1) dvigatel burovchi momentining zaxira koeffitsienti K_z , u quyidagicha topiladi:

$$K_z = \frac{M_{dv_{max}} - M_n}{M_n}; \quad (2)$$

2) dvigatelning burovchi momenti bo'yicha moslashish koeffitsienti, u quyidagicha aniqlanadi:

$$K_{mos} = \frac{M_{dv_{max}}}{M_n}. \quad (3)$$

Dvigatelning burovchi moment bo'yicha moslashish koeffitsienti qiymatini oshirish katta ahamiyatga ega. K_{moc} qancha katta bo'lsa, to'la yuklangan traktor yoki avtomobilning tashqi va qo'shimcha qarshiliklarni yengib o'tishi shuncha oson bo'ladi va bu traktor yoki avtomobillarning dinamik omili yuqori hisoblanadi. Avtomobillarda $K_{moc}=1,1-1,2$. Traktor dvigatellarida tirsakli valning aylanishlar chastotasi karburatorli dvigatellarnikiga nisbatan kichik bo'lgani tufayli ularda K_{moc} past bo'lib, u $1,0-1,05$ atrofida o'zgaradi. Lekin, bu koeffitsientni oshirish maqsadida traktor dvigatellarining regulatori qo'shimcha yonilg'i beradigan korrektor moslamasi bilan jihozlangan. Natijada moslashish koeffitsienti K_{moc} dizel dvigatellarida ham $1,1-1,2$ gacha ko'tarilgan.

Nazorat uchun savollar

- ①
1. Dizel dvigatelining regulator tasnifini tushuntiring.
 2. Regulator ishlaydigan va ishlamaydigan zonalarni tushuntiring.
 3. Dvigatel burovchi momentining zaxira koeffitsientini tushuntiring.
 4. Dvigatel burovchi momentining moslashish koeffitsientini tushuntiring.

Kalitli so'zlar va iboralar

Burovchi moment, samarali quvvat, regulator, zaxira va moslashish koeffitsientlari.

2-§. TRAKTORNING YURISH QISMIGA QO'YILGAN YETAKCHI MOMENTNI ANIQLASH

Traktor va avtomobil dvigatellarida kimyoviy energiya avval issiqlik energiyasiga, so'ngra mexanik energiyaga aylanadi. Hosil bo'lgan energiya dvigatel mexanizmlarini harakatga keltiradi va natijada ish bajariladi. Krivoship-shatunli mexanizm esa porshenning ilgariylanma-qaytma to'g'ri chiziqli harakatini tirsakli valning aylanma harakatiga aylantirib beradi. Dvigatel valining aylanishlar chastotasi biror qiymatga ega bo'lganda shu valda burovchi moment M_{dv} paydo bo'ladi.

Ma'lumki, dvigatelda hosil bo'layotgan energiya o'zining vallarini harakatlantiribgina qolmay, balki traktor yoki avtomobilni yurgizishga va foydali ish bajarishga sarf bo'ladi. Demak, dvigatelning tirsakli validagi burovchi moment traktor yoki avtomobilning yurish qismiga, ya'ni yetakchi g'ildiragiga uzatilishi zarur. Burovchi moment M_{dv} transmissiya mexanizmlari orqali yetakchi g'ildirakka yoki yulduzchaga uzatiladi. Lekin yurish qismining aylanishlar chastotasi dvigatel valining aylanishlar chastotasidan ancha kichik, shuning uchun yurish qismining burovchi momenti tirsakli val burovchi momentdan ancha yuqori bo'ladi. Agar yetakchi g'ildirakdagi yoki yulduzchadagi burovchi momentni yetakchi moment desak (M_{yetak}), u vaqtda M_{yetak} bilan M_{dv} o'rtasidagi bog'lanish (traktor yoki avtomobil tekis harakatlanganda) quyidagicha ifodalanadi:

$$M_{etak} = M_{dv} \cdot i_{tr} \cdot \eta_{tr}, \quad (4)$$

bu yerda: T_r — transmissiyaning uzatishlar soni; η_{tr} — transmissiyaning foydali ish koeffitsienti (FIK).

Tenglamadagi dvigatelning burovchi momenti M_{dv} ish rejimiga qarab har xil qiymatga ega bo'lishi yuqorida ko'rib o'tildi. (4) tenglamadagi yetakchi momentning qiymatiga ta'sir etuvchi ikkinchi omil transmissiyaning uzatishlar sonidir. i_{tr} ning qiymati pog'onali uzatmalar qutisiga ega bo'lgan traktor yoki avtomobilda qaysi

uzatmani ishlatishga bog'liq. Avtomobil yoki traktor qancha past uzatmada ishlasa, transmissiyaning uzatishlar soni shuncha yuqori, demak, yetakchi momentning qiymati ham yuqori bo'ladi. Tishlashish muftasi hech qanday sirpanishga ega emas deb qaralganda, transmissiyaning uzatishlar soni alohida olingan qismlarning uzatishlar sonlari ko'paytmasiga teng, ya'ni:

$$i_{tr} = i_{uq} \cdot i_{ku} \cdot i_{au}, \quad (5)$$

bu yerda: i_{uq} — uzatmalar qutisining uzatishlar soni; i_{ku} — kardarli valning uzatishlar soni; i_{au} — asosiy uzatmaning uzatishlar soni.

Ko'pincha, amaliy hisoblarda $i_{ku}=1$ deb olinadi. Traktor transmissiyaning uzatishlar soni quyidagicha aniqlanadi:

$$i_{tr} = i_o \cdot i_{uk} \cdot i_{au} \cdot i_{ou}, \quad (6)$$

bu yerda: i_o — oraliq uzatmaning uzatishlar soni; i_{ou} — oxirgi uzatmaning uzatishlar soni.

Agar dvigatel tirsakli valining hamda yetakchi g'ildirakning (yulduzchaning) aylanishlar chastotasi n_{dv} va n_e yoki burchak tezliklari ω_{dv} va ω_e ma'lum bo'lsa, tishlashish muftasida sirpanish bo'lmagan hol uchun transmissiyaning uzatishlar soni quyidagicha aniqlanadi:

$$i_{tr} = \frac{n_{dv}}{n_e} = \frac{\omega_{dv}}{\omega_e}. \quad (7)$$

Yetakchi momentning qiymatiga ta'sir etuvchi uchinchi omil transmissiyaning foydali ish koeffitsientidir. Dvigatel quvvatini yetakchi g'ildiraklarga uzatishda ishqalanish va boshqa yo'qotishlar bo'lib, bu yo'qotishlar podshipniklar hamda tishli g'ildiraklardagi ishqalanishlar, ilashishda bo'lgan tishli g'ildiraklarning tipi va vallar tayanchlarining soni, vallarning va tishli g'ildiraklarning aylanish tezligi, moylarning qovushqoqligi hamda miqdoriga bog'liq.

Berilgan uzatmada ilashib turgan shesternalarning

soni va turlaridan tashqari barcha omillar transmissiya detallarining aylanishlar chastotasiga bog'liq. Shuning uchun bu yo'qotishlarni umumlashgan holda quyidagicha topiladi:

$$\eta_{salt} = \frac{M_{dv} - M_{salt}}{M_{dv}} = 1 - \frac{\xi M_i}{M_{dv}}, \quad (8)$$

bu yerda: η_{salt} — salt ishlashdagi yo'qotishni hisobga oluvchi foydali ish koeffitsienti; ξ — dvigatel burovchi momentining qancha qismi salt ishlash momentiga o'tishini ko'rsatuvchi koeffitsient. Odatda $\xi = 0,03-0,05$.

Transmissiyaning foydali ish koeffitsienti quyidagicha aniqlanadi:

$$\eta_{tr} = \eta_{salt} \cdot \eta_s^a \cdot \eta_e^b, \quad (9)$$

bu yerda: η_s, η_k — berilgan uzatmadagi silindrsimon va konussimon tishli g'ildiraklarning foydali ish koeffitsienti; a, b — uzatmadagi silindrsimon va konussimon tishli g'ildiraklar juftining soni. Odatda, $\eta_s = 0,985...0,990$; $\eta_k = 0,975-0,985$ olinadi.

Agar bir xil rejimda ishlayotgan dvigatel tirsakli validan uzatilgan quvvat $M_{dv} \cdot \omega_{dv}$ va yetakchi g'ildirakning olayotgan quvvati, $M_{yetak} \cdot \omega_e$ ma'lum bo'lsa, transmissiyaning uzatishlar soni quyidagicha topilishi ham mumkin:

$$\eta_{tr} = \frac{M_{yetak} \cdot \omega_e}{M_{dv} \cdot \omega_{dv}}. \quad (10)$$

Ma'lumki, traktor yoki avtomobil doim bir xil tezlikda harakatlanmaydi. Ular tezlanish yoki sekinlanish bilan harakat qiladi. Bu hol esa inersion momentlarining paydo bo'lishiga sabab bo'ladi. Inersion momentlar dvigatel burovchi momenti va g'ildirak yetakchi momentlarining miqdoriga ta'sir etadi. Inersion moment dvigatel tirsakli valining burchak tezligini vaqt birligi ichida o'zgarishiga $\frac{d\omega_{dv}}{dt}$, alohida olingan transmissiya detallarining burchak tezliklarini vaqt birligi ichida

$\frac{d\omega_x}{dt}$ o'zgarishiga, yetakchi g'ildiraklarning burchak tezliklarini vaht birligi ichida o'zgarishga $\frac{d\omega_x}{dt}$ olib keladi.

Bunda yetakchi moment quyidagicha ifodalanadi:

$$M'_{etak} = \left((M_{dv} - I_{dv} \frac{d\omega_{dv}}{dt}) i_{tr} \eta_{tr} - \sum \frac{d\omega_x}{dt} i_x \cdot \eta_x - I_e \frac{d\omega_e}{dt} \right).$$

Agar $M_{yetak} = M_{dv} \cdot i_{tr} \cdot \eta_{tr}$ ekanligini hisobga olsak, quyidagicha aniqlanadi:

$$M'_{yetak} = M_{yetak} - I_{dv} \frac{d\omega_{dv}}{dt} i_{tr} \eta_{tr} - \sum \frac{d\omega_x}{dt} i_x \cdot \eta_x - I_e \frac{d\omega_e}{dt}, (11)$$

bu yerda: I_{dv} – tirsakli valning inersion momenti $N \cdot m$; I_z – alohida olingan transmissiya detallarining inersion momenti; $N \cdot m \cdot c^2$; I_e – yetakchi g'ildiraklarning inersion momenti, $N \cdot m \cdot c^2$

Bu yerda shuni hisobga olish kerakki, harakat sekinlanuvchan bo'lganda dvigatel hamda transmissiya detallarining inersion momenti cheksiz ortib ketishi mumkin. Agar dvigatel tirsakli vali transmissiya birlamchi vali bilan bevosita bog'langan bo'lsa, barcha detallar sinishi yoki ortiqcha deformatsiyalanishi mumkin. Shu sababli bu ikkala val o'rtasiga friksion mufta o'rnatiladi. Bu muftalar burovchi momentni asta-sekin o'zining yetakchi diskidan yetaklanuvchi diskiga o'tkazadi, momentlar ortib ketishi bilan ular sirpanib ishlay boshlaydi. Bu esa, ayrim detallarni ortiqcha zo'riqishdan sahlaydi.

Nazorat uchun savollar



1. Traktorlardagi quvvat manbayini ayting.
2. Traktor transmissiyasining mexanizmlarini sanang.
3. Traktor bilan avtomobil transmissiya mexanizmlaridagi farqni ayting.
4. Transmissiyaning uzatishlar soni qanday aniqlanadi?
5. Dvigatelning burovchi momenti ko'pmi yoki yetakchi g'ildiraknikimi?
6. Transmissiyaning foydali ish koeffitsienti nimani anglatadi?

Kalitli soʻzlar va iboralar

Transmissiya, yetakchi moment, uzatmalar qutisi, bosh yoki markaziy uzatma, uzatmalar soni, transmissiyaning foydali ish koeffitsienti.

3-§. TRAKTOR VA AVTOMOBILLARGA TA'SIR ETUVCHI KUCHLAR

Traktor va avtomobillar harakatlangan vaqtda ularning mexanizmlari va detallariga turli kuchlar hamda momentlar ta'sir etadi. Bu kuchlar yoki momentlarning qiymati hamda o'zgarish qonunini bilish, dinamik tasniflar, turg'unlik shartlari, harakatlantiruvchi zvenolarining yerga bo'lgan bosimini aniqlash va detallarni mustahkamlikka hisoblash kabi amaliy masalalarning yechilishini osonlashtiradi.

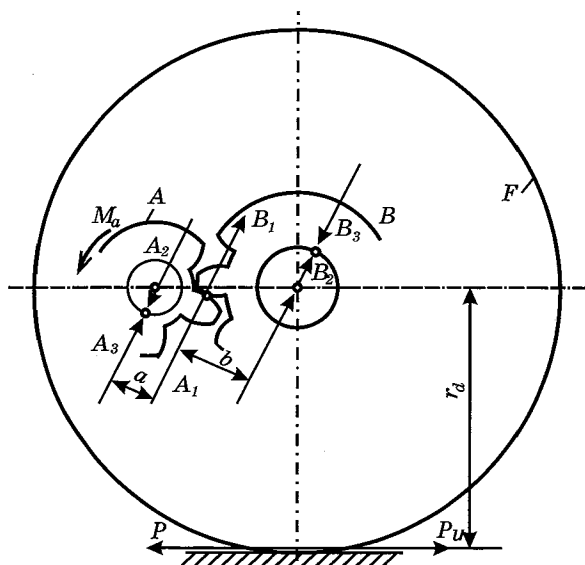
Professor B.Y. Ginsburg bu kuch va momentlarni ikki gurux, ya'ni ichki va tashqi kuchlar hamda momentlarga ajratadi.

Nazariy mexanika kursidan ma'lumki, jismga qo'yilgan kuch miqdor jihatdan teng, lekin yo'nalishi qarama-qarshi bo'lgan aks ta'sir etuvchi kuch bilan muvozanatlanadi.

Ichki kuchlar (momentlar)ning aks ta'sir etuvchilari ham ta'sir etuvchi kuchlar (momentlar) kabi mashinaning biror detaliga qo'yilgan bo'ladi. Tashqi kuchlar (momentlar)ning aks ta'sir etuvchilari esa mashinaning biror detaliga emas, balki mashinadan tashqaridagi jismga qo'yiladi.

Ikkala kuchlarning (momentlarning) qo'yilishini 4-chizmadan ko'rish mumkin. Chizmada g'ildirakli traktorning oxirgi uzatmasi va yetakchi g'ildiragi ko'rsatilgan. Tishli g'ildirak A yetakchi, tishli g'ildirak B esa yetaklanuvchi bo'lib, bu g'ildirak bilan bir o'qda yetakchi g'ildirak F joylashgan. Agar yetakchi tishli g'ildirak A ning o'qiga biror M_a moment qo'yilgan bo'lsa, A g'ildirakning tishida A zo'riqish, B g'ildirakning tishida esa B , zo'riqish paydo bo'ladi. Bu kuchlarning qiymati teng, yo'nalishi esa qarama-qarshi

bo'lib, ular ichki kuchlardir. Zo'riqish A_1 yelka a masofada moment $A_1 \cdot a$ ni hosil qiladi. Bu moment M_a ga teng, lekin qarama-qarshi yo'nalgan bo'lib, ichki momentlar hisoblanadi.



4-chizma. Tashqi va ichki kuchlarni aniqlashga doir shakl.

Zo'riqish A_1 tishli g'ildirak o'qiga A_2 zo'riqish ko'rinishida berilib, zo'riqish A_3 bilan muvozanatlanadi. Bu kuchlar ham ichki kuchlardir. Shuningdek, B_2 va B_3 zo'riqishlar ham ichki kuchlardir. Zo'riqish B_1 yelka b da moment $B_1 \cdot b$ ni hosil qilib, uning qiymatiga teng bo'lgan $P_u \cdot r_d$ moment bilan muvozanatlanadi. Bu yerda P_u kuch yetakchi g'ildirak F ga qo'yilgan. Bu kuch g'ildirak bilan tuproq o'rtasidagi reaksiya kuchi. Yuqoridagi $B_1 \cdot b$ va $P_u \cdot r_d$ momentlar ham ichki momentlardir. Lekin P_u kuch g'ildirak gardishidagi R kuch bilan muvozanatlanadi. G'ildirakka qo'yilgan va urinma tortish kuchi deb ataluvchi P_u kuch bir vaqtning o'zida R kuch bilan muvozanatlangani uchun tashqi kuch hisoblanadi.

Demak, barcha ichki kuchlar juft bo'lib, qiymatlari teng va qarama-qarshi yo'nalgan, ular o'zaro mu-

vozanatda bo'lad. Shuning uchun ular statik va dinamik tenglamalar tarkibiga kirmaydi. Bu tenglamalarni tuzish va yechish uchun traktor va avtomobillar nazariyasida tashqi kuchlarni o'rganish kifoya.

Nazorat uchun savollar



1. Harakat qismidagi tashqi va ichki kuchlarning farqi-ni ayting.
2. Tashqi kuchlarga ta'rif bering.
3. Urinma tortish kuchi qanday va qaysi tekislikda ta'sir etadi?

Kalitli so'zlar va iboralar

Urinma tortish kuchi, tashqi kuch, ichki kuch, ilgak.

4-§. TRAKTOR VA AVTOMOBILLAR HARAKATIGA TA'SIR ETUVCHI TASHQI KUCHLAR

Harakatga ta'sir etuvchi kuchlarni o'rganish uchun traktor yoki avtomobilni umumiy holatda deb qaraymiz, ya'ni u ma'lum tezlanish bilan yuqoriga ko'tarilmoqda. Ko'tarilish burchagi α bo'lib, traktorning ilgagiga R_{il} qarshilik qo'yilgan (5-chizma). Bu holatda harakat qila-yotgan avtomobilga quyidagi tashqi kuchlar ta'sir qiladi:

1. *Tuproqning siljituvchi reaksiyasi — X_e hamda reaksiya kuchi — X_o .*

2. *Avtomobilning og'irlik kuchi — Q .*

3. *Inersiya kuchi — P_i .*

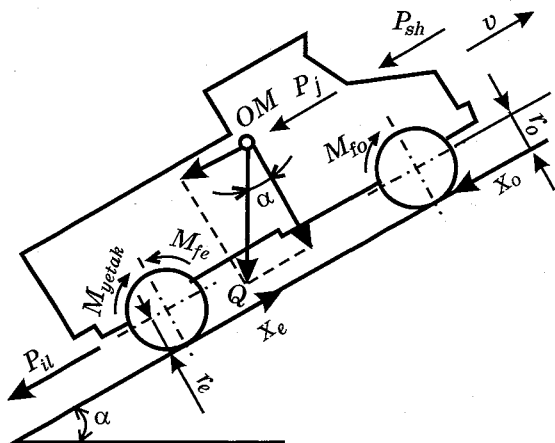
4. *Havoning qarshilik kuchi — P_x .*

5. *Ilgakdagi tortish kuchi — P_{il} .*

1. Tuproqning siljituvchi reaksiyasi va urinma tortish kuchi

Traktor va avtomobillar harakati vaqtida yurish qismi bilan tuproq orasida urinma reaksiya kuchlari hosil bo'lad. Bu reaksiya kuchlar vektor ko'rinishga ega bo'lib, ular avtomobil yurish qismining tuproq bilan tu-

tashgan har bir nuqtasida hosil bo'ladi. Har bir nuqtada hosil bo'layotgan reaksiya kuchlarini alohida o'rganish birmuncha qiyin. Shuning uchun bundan keyin ularni teng ta'sir etuvchisi orqali tekshiramiz. Urinma kuchlarning teng ta'sir etuvchisini X_e (yetakchi g'ildirakdagi) bilan belgilaymiz. Bu kuch harakatsiz turgan mashinaning orqa g'ildiragi vertikal geometrik o'qining tuproq bilan tutashgan nuqtasiga qo'yiladi va doim harakat tekisligi bo'yicha yo'nalib, mashinani oldinga qarab itaradi. Shuning uchun bu X_e kuch tuproqning yoki yo'lining itaruvchi kuchi deb ataladi.



5-*chizma*. Avtomobilning harakatiga ta'sir etuvchi kuchlar.

Reaksiya kuchi X_e ta'sir etayotgan tekislikdan yetakchi g'ildirakning gorizontal o'qigacha bo'lgan masofani dinamik *radius* deb, uni r_d bilan belgilaymiz.

Yetakchi g'ildirakka kelgan yetakchi moment M_{yetak} shu g'ildirakning o'zini yurgizishga va g'ildirak inersiyasi natijasida hosil bo'layotgan qarshilikni yengishga sarf bo'ladi. Umumiy holda g'ildirakning dumalashidan hosil bo'layotgan qarshilik momentini M_{fe} (bu moment g'ildirak podshipniklarining ishqalanishidan hosil bo'ladigan qarshilik momentini ham o'z ichiga oladi) va g'ildirakka keltirilgan urinma kuchlar inersiya momentini esa M_{je} desak, u holda:

$$M_{yetak} = X_e \cdot r_d + M_{fe} + M_{je}. \quad (12)$$

Bu tenglamadan X_e ni topamiz:

$$X_e = \frac{M_{yetak} - M_{fe} - M_{je}}{r_d}, \quad (13)$$

bu yerda: $\frac{M_{yetak}}{r_d} = P_u$ deb, bu kuchni **urinma tortish kuchi** deb ataymiz.

Bu kuchning yo'nalishi doim harakat yo'nalishiga nisbatan qarama-qarshidir. Natijada quyidagi tenglikka ega bo'lamiz:

$$X_e = P_u - \frac{M_{fe} + M_{je}}{r_d}. \quad (14)$$

D.A.Chudakov ifodasi bo'yicha yetakchi g'ildirak o'qiga keltirilgan urinma kuchlarning inersiya momenti:

$$M_{je} = j \frac{I_{dv} \cdot i_{tr}^2 \cdot \eta_{tr} + \sum I_x \cdot i_x^2 \eta_x + I_e}{r_d}, \quad (15)$$

bu yerda: j – g'ildirak tezlanishi, m/s^2 ; I_e – yetakchi g'ildirakning inersiya momenti.

G'ildirakning g'ildirashi uchun sarf bo'layotgan kuchni P_{fe} bilan, inersiya kuchlarini yengish uchun sarf bo'layotgan kuchni P_{je} bilan belgilasak, urinma tortish kuchi quyidagiga teng bo'ladi:

$$P_u = X_e + P_{fe} + P_{je}. \quad (16)$$

Tezlanish yoki sekinlanish bilan harakat qilayotgan mashina uchun X_e ni aniqlashda (11) ifodani hisobga olish kerak. Shuningdek, oldingi yetaklanuvchi g'ildirak bilan tuproq orasida reaksiya kuchlari hosil bo'ladi. Bu kuch g'ildirak harakatiga qarama-qarshi yo'nalgan bo'lib, harakat tekisligiga paralleldir. Bu kuchni X_o bilan belgilab, **old tomondan ta'sir** etuvchi kuch yoki **reaksiya kuchi** deb ataladi.

Bu g'ildirakka yetakchi moment berilmaydi, faqat dumalashning qarshilik momenti M_{jo} va inersiya kuchlarining qarshilik momenti M_{jo} bo'lgani sababli reaksiya kuchi X_o uchun quyidagini yozish mumkin:

$$X_o = \frac{M_{fo} + M_{jo}}{r_o}, \quad (17)$$

bu yerda: r_o —oldingi g'ildirakning geometrik gorizontal o'qidan X_o kuchi ta'sir etayotgan tekislikkacha bo'lgan masofa.

Dinamik radiuslar r_d va r_o avtomobillar uchun ko'pincha teng deb olinadi, g'ildirakli traktorlar uchun doim $r_d > r_o$ va g'ildirakli shatakchi traktorlar uchun amaliy hisoblarda $r_d > r_o$ deb olinadi.

Zanjirli traktorlar uchun X_e ning ifodasi boshqacha ko'rinishga ega bo'ladi. Bu yerda yetakchi moment traktorni itaruvchi kuchga sarf bo'lishidan tashqari, uch ko'rinishga ega bo'lgan qarshiliklarni yengishga ham sarf bo'ladi. Bular quyidagilar:

1. Yetakchi yulduzcha inersiya kuchlarining qarshilik momenti M_{qus} .

2. Zanjirning o'zidagi inersiya kuchlaridan hosil bo'layotgan qarshilik momenti M_{jo} .

3. Yurish qismidagi ishqalanish kuchlaridan hosil bo'layotgan qarshilik momenti M_i .

Yetakchi yulduzchadagi inersiya kuchlarining momenti (15) formuladan aniqlanadi. Qarshilik momenti M_{qus} zanjirning notekis harakatidan hosil bo'ladi. Traktorning tezligi, zanjir halqalarining massasi va uzunligi qancha ko'p bo'lsa, M_{qus} ning qiymati ham shuncha yuqori bo'ladi. Zanjirli traktorlarning yurish qismi nisbatan massasi yuqori bo'lgan detallardan yasalgan va ular og'ir sharoitda ishlaydi. Umuman, traktorning harakatlantiruvchi qismi detallari o'zaro quruq ishqalanish bilan ishlaydi. Shuning uchun zanjir halqalarining sharnirida, tayanch va tutib turuvchi rolliklar bilan zanjir orasida, yetakchi va yo'naltiruvchi g'ildirak bilan zanjir orasida ishqalanish hosil bo'ladi, traktorlar dinamikasini o'rganishda bu ishqalanishlarni hisobga olish shart, har bir joydagi ishqalanishni alohida

hisobga olish qiyin bo'lgani uchun ularning yig'indisini M_i ko'rinishda shartli ravishda yetakchi yulduzcha o'qi-ga keltirib olinadi. Yuqorida aytilganlarni hisobga olib, zanjirli traktor uchun quyidagini yozish mumkin:

$$X_e = \frac{M_{yetak} - M_{je} - M_{gus} - M_i}{r_d} \quad (18)$$

yoki

$$X_e = P_u - \frac{M_{je} + M_{gus} + M_i}{r_d} \quad (19)$$

Dvigatel yuqori quvvatli bo'lib, yetakchi g'ildirakka ko'p miqdorda moment M_{yetak} yetib kelsa va qarshilik momentlari biror yo'l bilan kamaytirilsa, foydali ishga sarflanuvchi urinma tortish kuchining ko'p bo'lishini yuqoridagi ifodadan bilish mumkin. Lekin X_e kuchlarni cheksiz ko'paytirish mumkin emas, chunki uning qi-yamatini traktor yoki avtomobilning yurish qismi bilan tuproqning ilashish sharti cheklab qo'yadi.

Harakat vaqtida yetakchi g'ildirak bilan tuproq orasida urinma kuchlar va har xil kuchlanishlar hosil bo'ladi. Bularning kattaligi yo'l qoplamasining mexanik mustahkamligidan ortib ketmasligi kerak. Aks holda, g'ildirak shataksirab mashina me'yoriy ishlash qobiliya-tini yo'qotadi. Shuning uchun yetakchi qismlarning ilashish sifati va ilashish koeffitsienti kabi kattaliklar kir-tiladi.

Ilashish koeffitsienti deb, yetakchi organlarning tuproq bilan o'zaro munosabati ta'sirida urinma kuch-larni hosil qila olish qobiliyatiga aytiladi.

Ilashish koeffitsienti yetakchi organlarning ilashish sifati qay darajada mukammal ekanligini baholaydi. Harakat yuzasida yoki tuproqda hosil bo'ladigan kuch-lanishlar g'ildirakli traktorlarda urinma tortish kuchi P_u ta'sirida, zanjirli traktorlarda esa, bu kuchlanishlar tuproqning itaruvchi kuchi X_e dan hosil bo'ladi. Shu bois g'ildirakli traktorlar uchun ilashish shartiga ko'ra quyidagini yozish mumkin:

$$P_{\varphi\max} = \varphi \cdot Y_e, \quad (20)$$

bu yerda: Y_e — yetakchi g'ildirakka ta'sir etuvchi tuproqning vertikal reaksiyasi.

Agar yetakchi g'ildirakka to'g'ri keladigan traktorning og'irligi Q_e ma'lum bo'lsa, $P_{\varphi \max}$ ning chekli qiymatini aniqlash mumkin:

$$P_{\varphi \max} \leq \varphi \cdot Q_e. \quad (21)$$

Agar $P_{\varphi \max}$ kuchning qiymati $\varphi \cdot Q_e$ dan ortib ketsa, yetakchi g'ildirak shataksiraydi. Shuningdek, zanjirli traktorlar uchun

$$P_{\varphi \max} = X_{e \max} + \frac{M_i}{r_d}. \quad (22)$$

Agar zanjirli traktorlarda ilashish og'irligini Q_u bilan belgilasak, u vaqtda:

$$P_{\varphi \max} = \varphi \cdot Q_u + \frac{M_i}{r_d}. \quad (23)$$

Ilashish koeffitsienti φ ning qiymati tuproqning tarkibiga, turiga va traktor yurish qismining xiliga qarab o'zgaradi.

2. Traktor va avtomobillarning og'irlik kuchi va uning tashkil etuvchilari

Traktor va avtomobillarning og'irlik kuchi ularning og'irlik markazi (OM)ga qo'yilgan bo'lib, gorizont tekislikka tik yo'nalgandir (6-chizma, a). Traktor yoki avtomobil qiyalikda joylashgan bo'lsa, og'irlik kuchi Q ikkita teng ta'sir etuvchilarga bo'linadi (6-chizma, b, d). Bulardan $Q \cos \alpha$ kuch harakat tekisligiga tik yo'nalgan bo'lib, u mashinani shu tekislikka bosib turishga harakat qiladi. Ikkinchi tashkil etuvchi $Q \sin \alpha$ traktor yuqoriga harakat qilganda qarshilik kuchiga, pastga harakat qilganda esa, traktorni harakatlantiruvchi kuchga aylanadi. Tinch turgan traktorning og'irlik kuchi Q va uning vertikal tashkil etuvchilari bo'ylama tekislik bo'yicha doim tuproqning vertikal reaksiyalari Y_e va Y_o bilan mu-

vozanatlashadi. Tinch turgan traktorda Y_e va Y_o kuchlar g'ildirakning vertikal geometrik o'qini harakat tekisligi bilan uchrashgan nuqtasiga qo'yiladi.

Harakat vaqtida esa, bu kuchlar ma'lum masofaga oldinga siljiydi. Buning sababi quyida tushuntiriladi.

Orqa ko'prigi yetakchi bo'lgan g'ildirakli traktorlarda og'irlikning 75—80% yetakchi g'ildiraklarga, 20—25% esa oldingi, yo'naltiruvchi g'ildiraklarga to'g'ri keladi. Zanjirli traktorlarda og'irlikning hammasi shartli ravishda tayanch yuzasi bo'ylab teng tarqaladi deb qabul qilinadi.

Traktorning har bir holatida g'ildiraklarga tushayotgan og'irlik miqdorini bilish turg'unlik masalalarini yechishda katta ahamiyatga ega.

4. Inersiya kuchlari

Bir xil tezlikda harakatlanayotgan mashinada inersiya kuchlari hosil bo'lmaydi, shuning uchun yetakchi g'ildirakda hosil bo'layotgan urinma tortish kuchi P_u tashqi, ya'ni harakatga to'sqinlik qilayotgan kuchlarning yig'indisiga teng:

$$P_u = P_f + P_i + P_x + P_{il} = \sum P,$$

bu yerda: P_f — mashina harakatiga sarf bo'layotgan kuch, N; P_i — mashinani yuqoriga chiqarish uchun sarf bo'layotgan kuch, N; P_x — havo qarshiligini yengish uchun sarflangan kuch N; P_{il} — ilgakdagi tortish kuchi, N.

Demak, harakat tekis bo'lganda:

$$P_u = \frac{M_{dv} \cdot i_{tr} \cdot n_{tr}}{r_d} . \quad (24)$$

Tekis harakatlanayotgan mashinada dvigatelning burovchi momenti M'_{dv} ga oshirilishi bilan yetakchi g'ildirakdagi urinma tortish kuchi ortadi, ya'ni $P'_u > P_u$. Bu yerda:

$$P'_u = \frac{M'_{dv} \cdot i_{tr} \cdot n_{tr}}{r_d} ; \quad (25)$$

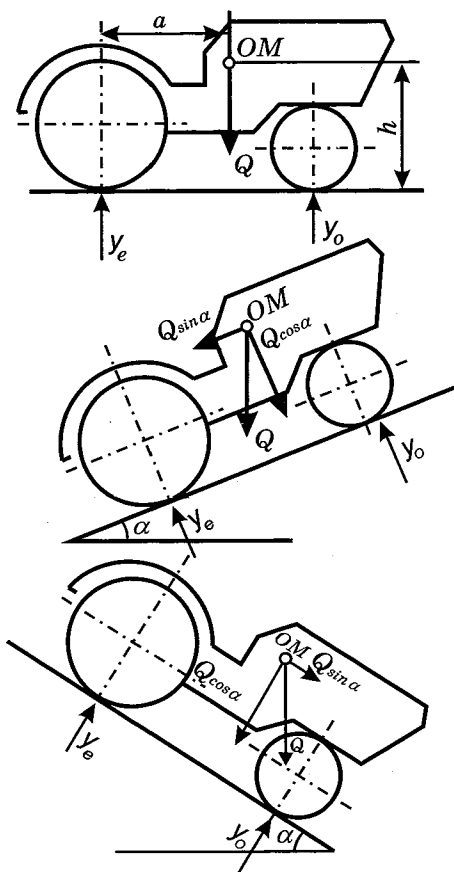
$$P_j = \sum P_{jx}, \quad (26)$$

bu yerda: P_{jx} — alohida o'rganilayotgan qismning inersiya kuchi.

Inersiya kuchi P_j shartli ravishda traktorning og'irlik markaziga qo'yiladi (5-chizma) va quyidagi ifoda orqali topiladi:

$$P_j = m \cdot j = j \cdot \frac{Q}{g}, \quad (27)$$

bu yerda: m — traktor yoki avtomobil massasi; j — traktorning to'g'ri chiziqli harakatdagi tezlanishi; g — erkin tushish tezlanishi.



6-chizma. Og'irlik kuchi va uning tashkil etuvchilari.

Bu vaqtda P_x dan tashqari ham-ma qarshilik kuch-lari o'zgarmasdir, chunki ular tezlik-ka bog'liq emas. Lekin tezlik o'zga-ra boshlashi mo-mentida ham P_x ni o'zgarmas deb qa-bul qilish mumkin. Natijada qarshilik kuchlarining yi-g'indisi ΣP ga nis-batan ortiqcha kuch paydo bo'la-di, ya'ni $P'_u - \Sigma P$.

Shu ortiqcha hosil bo'layotgan kuch tezlanishni hosil qiladi. Ma'lumki, tezlanish yoki sekinlanish paytida traktor yoki avtomobil alohida qismlarining iner-siya kuchi hosil bo'ladi. Amalda har bir qismning

inersiya kuchlarini alohida ko'rish masalani murakkablashtiradi. Shuning uchun traktor yoki avtomobilning umumiy dinamikasini o'rganish vaqtida alohida detallarning inersiya kuchlarini yagona teng ta'sir etuvchisiga keltiriladi va P_j orqali belgilanadi.

4. Traktor ilgagidagi tortish kuchi

Qishloq xo'jalik mashinasi yoki pritsep bilan ishlash paytida traktor yoki avtomobilning ilmog'iga P_{II} qarshilik kuchi qo'yiladi. Bu kuch qarshilik kuchlari qatoriga kirib, doim harakat yo'nalishiga qarshi yo'naladi. Avtomobillarda bu kuch ko'pincha harakat tekisligiga parallel yo'nalgan bo'ladi (5-chizma). Traktorlarda esa, P_{II} gorizontga nisbatan birmuncha pastga og'gan holda bo'lib, 7-chizmada ko'rsatilgandek koordinatalarga ega.

Traktor dinamikasini o'rganishda, masalani yengillashtirish maqsadida P_{II} kuch o'zining ta'sir chizig'i bo'ylab yetakchi g'ildirakning vertikal o'qiga ko'chiriladi. Bu vaqtda P_{II} kuchning vaziyati bitta koordinata bilan belgilanadi, ya'ni h'_{II} :

$$h'_{II} = h_{II} + l_{II} \cdot tg \gamma_{II}. \quad (28)$$

Nuqta O_3 pritsepning shartli nuqtasi deb atalib, keyingi masalalarda doim shu koordinata bilan ish ko'riladi.

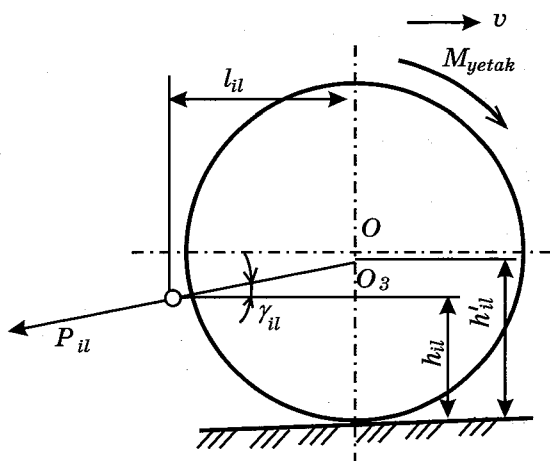
5. Havoning qarshilik kuchi

Avtomobillar tezligi hozirgi kunda 180—200 km/soat ga, poyga avtomobillarining tezligi esa 800 km/soatga yetadi. Tezlikning bu qadar ortib ketishi avtomobillar aerodinamikasi masalasini o'rganishni birinchi o'ringa qo'ymoqda.

Avtomobilning havo muhitidagi harakati murakkab masala bo'lib, bu masalani yechish uchun maxsus nazariyalar ishlab chiqish talab qilinadi.

Shunga o'xshash nazariya aviatsiyada keng rivojlangan. Bu nazariyaning ayrim xulosalari havo muhitidagi

avtomobilning harakatiga tatbiq qilinsa-da, ko'p o'zgar-tirishlar va tuzatishlar kiritishga to'g'ri keladi. Chunki avtomobilning harakatlanish sharoiti samolyot harakat-lanayotgan sharoitdan tubdan farq qiladi.



7-*chizma*. Pritsepning shartli nuqtasini topishga doir shakl.

Ma'lumki, avtomobil harakat qilayotgan vaqtda havo qarshiligi uch ko'rinishda bo'ladi:

1. *Avtomobil oldidagi zichlangan havoning bosim qarshiligi.*
2. *Avtomobilni aylanib o'tayotgan havo bilan avtomobil sirti orasidagi ishqalanishdan hosil bo'layotgan qarshilik.*
3. *Avtomobil orqasidagi hosil bo'lgan uyurmaning qarshiligi.*

Umumiy qarshiliklar ichida ishqalanish qarshiligi-ning qiymati nisbatan kichik bo'lgani tufayli amaliy hisoblarda uni e'tiborga olmasa ham bo'ladi. Qolgan ikkala qarshiliklarning qiymati avtomobillarning suyrili-giga bog'liq. Shuning uchun bu qarshiliklarni umumiy holda P_x bilan belgilaymiz va uni parus markaziga qo'yilgan, parus markazini esa, shartli ravishda avtomobilning og'irlik markazi bilan bir xil balandlikda joylash-gan deb qabul qilamiz (5-chizma). Bu qarshilikning qiymati quyidagi ifoda orqali topiladi:

$$P_{sh} = C_0 \frac{\gamma}{g} F_a \cdot v_a^2, \quad (29)$$

bu yerda: C_0 — havoni yorib o'tuvchanlik koeffitsienti; γ — havoning solishtirma og'irligi; F_a — avtomobilning harakat yo'nalishiga perpendikular bo'lgan yuzadagi proyeksiyasi, m^2 ; v_a — avtomobil tezligi, m/s .

Massa zichligi $\rho = \frac{\gamma}{g}$ bo'lsa, gazlar holatining tasnifiy tenglamasiga asosan quyidagini yozish mumkin:

$$\rho = \frac{P}{gRT},$$

bu yerda: P — bosim; T — absolut temperatura; R — universal gaz doimiysi.

Bu vaqtda (29) ifoda quyidagi ko'rinishga keladi:

$$P_{sh} = C_0 \cdot \rho \cdot F_a \cdot v_a^2. \quad (30)$$

Havo zichligining o'zgarishini hisobga olmasak $C_0 \cdot \rho = K$ deb olish mumkin. Bu kattalik ***havo qarshiligini yengish koeffitsienti*** deyiladi. U holda,

$$P_{sh} = K_0 \cdot F_a \cdot v_a^2.$$

Agar F_a ning birligini, v_a ning birligi esa $km/soat$ bo'lsa, K ning birligi $N \cdot s^2/m^4$ bo'ladi. Shularni hisobga olsak:

$$P_{sh} = \frac{K \cdot F_a \cdot v_a^2}{13}. \quad (31)$$

Ko'paytma $K \cdot F_a$ havoni yorib o'tish omili deb ataladi.

Nazorat uchun savollar

- ❓
1. Umumiy holatda harakatlanayotgan mashinaga qanday kuchlar ta'sir qiladi?
 2. Tuproqning siljituvchi reaksiya kuchi qaysi tekislikda ta'sir etadi va qaysi kuch bilan muvozanatlashadi?

3. Old tomondan ta'sir etuvchi kuch yoki reaksiya kuchi qaysi g'ildirakka qo'yilgan bo'ladi?
4. Radiuslarni sanab bering.
5. G'ildirakli va zanjirli traktorlarda tuproqning reaksiya kuchi qanday aniqlanadi?
6. Ilashish koeffitsienti deganda nimani tushunasiz?
7. Ilashish koeffitsienti pasayib ketsa, qanday hodisa ro'y beradi?
8. Og'irlik kuchlari qo'yilgan nuqtani ayting va har bir tashkil etuvchisiga ta'rif bering.
9. Inersiya kuchi qaysi nuqtaga qo'yiladi, uning qiymati tezlikka bog'liqmi?
10. Ilgakdagi tortish kuchi shataksirashni orttiradimi?
11. Havoning qarshilik kuchi qo'yilgan nuqtani ayting.
12. Havoning qarshilik kuchini kamaytirish usullari.

Kalitli so'zlar va iboralar

Inersiya kuchi, havoning qarshilik quchi, yurishga qarshilik momenti, yetakchi g'ildirak va yulduzcha, zanjirli tasma, tuproqning vertikal reaksiyasi, g'ildirakni yuklanish darajasi, pritsep nuqtasi.

5-§. KUCH BALANSI VA HARAKATNING DIFFERENSIAL TENGLAMASI

Kuch balansini tuzishda traktorning harakatiga qarshilik qiluvchi va uning harakatlanishiga yordam beruvchi kuchlarning barchasi hisobga olinadi (8-chizma). Bu kuchlarning harakat tekisligiga proyeksiyasini olsak, traktor uchun quyidagi kuch balansiga ega bo'lamiz:

$$X_n = X_0 + Q \cdot \sin \alpha + P_j + P_{il} \cdot \cos \varphi_{il}. \quad (32)$$

Kuch balansini avtomobil uchun tuziladigan bo'lsa, ifodaga yana bir kattalik, ya'ni havoning qarshiligi P_x qo'shiladi. Agar X_e va X_0 uchun (14) va (17) ifodalarni hisobga olib, (32) tenglamaga ba'zi o'zgartirishlar kirit-sak, quyidagi ifodaga ega bo'lamiz:

$$P_u = \left(\frac{M_{fe}}{r_d} + \frac{M_{fo}}{r_n} \right) + \left(P_j + \frac{M_{je}}{r_d} + \frac{M_{jo}}{r_n} \right) + Q \cdot \sin \alpha + P_{ii} \cdot \cos \gamma_{ii} \quad (33)$$

Ifodani dumalanish radiusi r_d ga shartli ravishda ko'paytirsak, traktorning o'zgaruvchan tezlik bilan yuqoriga harakatlanayotgan vaqtdagi momentlar yig'indisi tenglamasini olamiz. Barcha momentlar yig'indisi yetakchi momentga teng. Agarda $r_d = r_o$ desak, aytilganlarga asosan:

$$M_{yetak} = (M_{fe} + M_{fo}) + (M_{je} + M_{jo}) + P_j \cdot r_d + (Q \cdot \sin \alpha + P_{ii} \cos \gamma_{ii}) \cdot r_d.$$

Demak, yetakchi moment quyidagi momentlar yig'indisiga teng:

1. Ilgakdagi kuchning tashkil etuvchisidan hosil bo'lgan moment, $P_{ii} \cdot r_d \cos \alpha$

2. Og'irlik kuchining tashkil etuvchisidan hosil bo'lgan moment, $Q \cdot r_d \sin \alpha$.

3. Inersiya kuchidan hosil bo'lgan moment, $P_j \cdot r_d$.

4. Oldingi va orqa g'ildiraklarning g'ildirashiga qarshilik kuchi va g'ildiraklardagi urinma kuchlarning inersiya momentlarining yig'indisi, ya'ni:

$$(M_{fe} + M_{fo}) + (M_{je} + M_{jo}).$$

(33) ifodadagi birinchi qavsdan quyidagilarni olish mumkin:

$$\frac{M_{fe}}{r_d} = P_{fo}, \quad \frac{M_{fo}}{r_o} = P_{fo}, \quad P_{fe} + P_{fo} = P_f.$$

Ya'ni har bir g'ildirakning g'ildirashiga qarshilik momentini shu g'ildiraklarning dinamik radiusiga nisbati shartli ravishda shu g'ildiraklarning g'ildirashiga qarshilik kuchini beradi. Bu yerda, umuman traktorni yurgazishga bo'lgan qarshilikdir. Ikkinchi tomondan:

$$P_f = f \cdot Q \cos \alpha,$$

bu yerda: f — traktor g'ildiraklarining g'ildirashiga qarshilik koefitsienti.

$$\psi = f \pm i. \quad (36)$$

bu yerda: i — yoʻlning qiyaligi (yuzdan bir ulushlarda). Yoʻl-sozlikda qabul qilingan meʼyor boʻyicha yoʻllarning qiyaligi 0,03—0,07; baʼzi hollarda 0,09 boʻlishi mumkin.

(33) ifodaning ikkinchi qavsi ichidagi yigʻindi traktorning boʻylama hamda aylanma harakat qiluvchi barcha detallarining inersiyalarini hisobga oladi. Amaliy hisoblarda bunday ifodadan foydalanish maʼlum darajada qiyinchiliklar tugʻdiradi.

Shuning uchun:

$$\frac{M_{fe}}{r_d} + \frac{M_{jo}}{r_o} = P_j \cdot \delta_{ayl} = j \cdot \frac{Q}{g} \cdot \delta_{ayl}, \quad (37)$$

bu yerda: δ_{ayl} — aylanuvchi massalarni hisobga oluvchi koeffitsient.

Koeffitsient δ_{ayl} ni aniqlash uchun maxovikni va u bilan bevosita bogʻliq boʻlgan detallarni hamda gʻildiraklarning inersiya momentlarini aniqlash kerak. Mashinadagi boshqa aylanuvchi detallarning inersiya momentlari nisbatan kichik boʻlgani uchun ular odatda, hisobga olinmaydi.

Maxovik va tishlashish muftasini inersiya momentlarini aniqlash ancha qiyin, tirsakli val, shatun va gʻildiraklarning inersiya momentlarini aniqlash esa yanada qiyinroq. Chunki koʻp detallar murakkab konstruksiyaga ega boʻlib, ular tayyorlangan materiallarning tarkibi turlicha boʻlishi mumkin. Shuning uchun hisoblar yuqori aniqlikda boʻlishi talab qilinmagan paytlarda yoki murakkab tajribalar oʻtkazish kerak boʻlmaganda δ_{ayl} akademik Y.A. Chudakov tomonidan taklif etilgan empirik formula orqali, topiladi, yaʼni:

$$\delta_{ayl} = 1 + m \cdot i^2_{o'q}. \quad (38)$$

Odatda, 0,04—0,09. (34) va (37) ifodalarni hisobga olgan holda, (33) ifodani qayta yozamiz:

$$P_u = P_\psi + j \frac{Q}{g} \delta_{ayl} + P_{il} \cos \gamma_{il}. \quad (39)$$

Ifodani tezlanish j ga nisbatan yechamiz va $j = \frac{dv}{dt}$ ekanligini hisobga olsak, harakatning differensial tenglamasiga ega bo‘lamiz:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{g}{Q \cdot \delta_{ayl}} (P_u - P_{\psi} - P_{il} \cdot \cos \gamma_{il}) = \frac{g}{Q \cdot \delta_{ayl}} (P_u - \sum P) \quad (40)$$

bu yerda: $\sum P$ – barcha qarshilik kuchlarining yig‘indisi.

Har bir tekshirilayotgan uzatma uchun $\frac{g}{Q \delta_{ayl}} = const$,

u holda, avtomobil harakatlanayotgan uzatma uchun

$$j = \frac{dv}{dt} = const (P_u - \sum P).$$

Tekshirilayotgan uzatmada $P_u > \sum P$ bo‘lsa, harakat tezlanuvchan, $P_u < \sum P$ bo‘lsa, harakat sekinlanuvchan bo‘ladi. Agar $P_u = \sum P$ bo‘lsa, avtomobil tekis harakat qiladi.

Nazorat uchun savollar

- ⑦
1. Kuch balansi degani nima?
 2. Harakatga qarshilik kuchini tushuntiring.
 3. Yo‘lni keltirilgan qarshilik kuchini tushuntiring.
 4. Yo‘lni keltirilgan qarshilik koeffitsienti qanday amaliy masalalarni yechishda qo‘llaniladi?
 5. Harakatni qanday turlari bor?

Kalitli so‘zlar va iboralar

Kuch balansi, yo‘lni keltirilgan qarshilik kuchi va koeffitsientlari.

II B O B

G'ILDIRAKLI TRAKTOR VA AVTOMOBILLARNING UMUMIY DINAMIKASI

6-§. TUPROQNING FIZIK-MEXANIK XUSUSIYATLARI

Traktor yoki avtomobillardan unumli foydalanish tuproqning holatiga ma'lum darajada bog'liq, chunki ularning yurish qismlari doim tuproqda harakatlanaadi.

Tuproqning holati esa fizik va mexanik xossalari bilan belgilanadi. Fizik xossalarga tuproqning tuzilishi, zichligi, birlik hajmdagi qattiq zarrachalarning miqdori, namligi va qattiqligi kiradi. Lekin harakat vaqtida traktor yurish qismining organlari tuproq qatlamini ezilishga va siljishga majbur etadi. Bunda tuproqda sodir bo'layotgan har xil kuchlanishlar kuch miqdoriga va ta'sir etayotgan yuzadan tashqari, yuqorida sanab o'tilgan tuproqning fizik xossalari va holatiga bog'liq. Yurish qismlari organlarining tuproqda qoldirgan izlarining chuqurligi va g'ildirashga yoki yurgizishga bo'lgan qarshiliklarning qiymati ta'sir etayotgan kuchlarning tuproqqa ta'siriga bog'liq. Chunki bu parametrlar to'g'ridan to'g'ri traktorning tortishish sifatiga ta'sir etadi. Shuning uchun **tuproqning mexanik xossasi** deb, uning ezilishga va siljishga bo'lgan qarshiligiga aytiladi.

Tuproqning ezilishiga va siljishiga bo'lgan qarshilik ko'rsatkichlari quyidagilardir:

1. *Tuproqning hajmiy siqilish koeffitsienti, N/m^3 .*

2. *Siljishga bo'lgan qarshilik, N/m^2 .*

Tuproqning hajmiy siqilish koeffitsienti c_x quyidagicha aniqlanadi:

$$c_x = \frac{\sigma_c}{h_1}$$

bu yerda: σ_c — siqilish kuchlanishi; h_p — tuproqning deformatsiyalanishi.

Tuproq ezilganda undagi zarrachalar siljiydi va qatlam ko'chadi. Shuning uchun harakat vaqtida zarrachalarning bir-biriga ilashuvini va ular orasidagi ishqalanishni yengish kerak. Demak, siljishga bo'lgan qarshilik ikkita qarshiliklar yig'indisiga teng:

$$\tau = K \pm f_t \cdot N,$$

bu yerda: K – solishtirma ilashuv kuchi, N/m^2 ; f_t – ichki ishqalanish koeffitsienti; N – siljituvchi kuchga tik bo'lgan solishtirma kuch, N/m^2 .

Umuman, tuproqning mexanik xossasiga uning qatliqligi va namligi ham katta ta'sir ko'rsatadi.

Nazorat uchun savollar

- ?
1. Tuproqning fizik xossasiga qanday kattaliklar kiradi?
 2. Tuproqning mexanik xossasiga qanday kattaliklar kiradi?
 3. Tuproq bilan g'ildirak munosabatida tuproqning qaysi ko'rsatkichlari muhim hisoblanadi?

Kalitli so'zlar va iboralar

Tuproqning ezilishi va siljishi, tuproqning mexanik xususiyatlari.

7-§. G'ILDIRAKLARNING SINFLARGA BO'LINISHI

G'ildiraklar traktor va avtomobillarning og'irligini tuproqqa (yoki asfaltga) o'tkazish jarayonida tuproqning siljituvchi reaksiyasini hosil qiladi, bu siljituvchi reaksiya esa mashinani o'rnidan siljitadi.

Yurish qismining konstruksiyasiga qarab traktorlar g'ildirakli va zanjirli bo'ladi. G'ildiraklar esa o'z navbatida yetakchi va yetaklanuvchi bo'ladi. Bundan keyin yetakchi g'ildirak parametrlarining indeksiga (ye), yetaklanuvchi g'ildirak parametrlarining indeksiga esa «o» harflarini qo'yib belgilaymiz.

Agar g'ildirakka yetakchi moment berilsa va uning natijasida tuproq bilan tutashgan yuzada urinma tortish kuchini paydo qilsa, u g'ildirak **yetaklovchi** hisoblanadi. Odatda, yetakchi g'ildirak traktorlarda orqaga o'rnatiladi. Uning aksi, ya'ni yetakchi moment berilmasa, u g'ildirak yetaklanuvchi hisoblanadi. Traktorlarda yetaklanuvchi g'ildirak traktorning oldiga o'rnatiladi. Shuning uchun yo'naltiruvchi g'ildirak deb ham atalishi mumkin.

Yo'naltiruvchi g'ildirak traktorning ostovi tomonidan ta'sir etayotgan itaruvchi kuch ostida harakat qiladi. Odatda (ba'zi shatakka oluvchi traktorlarni hisobga olmaganda), oldingi g'ildirak yo'naltiruvchi hisoblanadi.

Avtomobillarda yetakchi g'ildirak oldiga ham, orqaga ham, o'rnatilishi mumkin. Oldiga o'rnatilganda u bir vaqtning o'zida ham yetakchi, ham yo'naltiruvchi hisoblanadi.

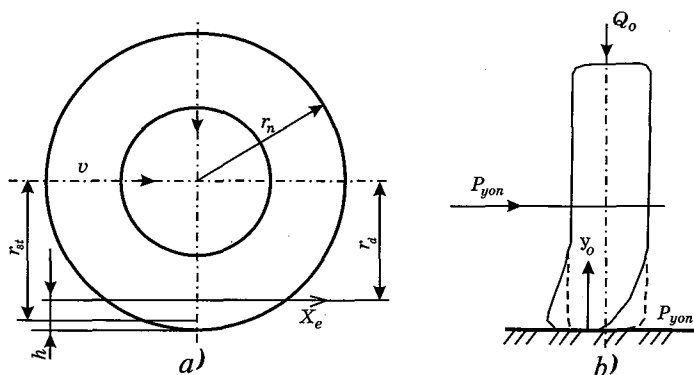
G'ildiraklarning konstruksiyasi ikki xil bo'ladi: 1) qattiq gardishli; 2) ballonli.

Qattiq gardishli g'ildiraklar (zanjirli traktorlarning tayanch g'ildiraklarini hisobga olmaganda), hozirgi kunda kam qo'llaniladi. Ko'pchilik traktor va avtomobillar **ballonli** g'ildiraklarda ishlab chiqariladi. Tushayotgan yukning va ballon ichidagi bosimning miqdori hamda shunga o'xshash bir qator omillarning ta'sirida ballonli g'ildiraklarning radiusi o'zgarib turadi. G'ildirakka hech qanday yuk yoki moment ta'sir etmaganda, u maksimal radiusga ega bo'ladi. Bu radiusni shartli ravishda nazariy radiusga teng deb olib, uni r_n bilan belgilanadi. Bundan tashqari, statik r_{st} va dinamik r_d radiuslar mavjud. Bu radiuslar ballonning radial yo'nalishda Q_e kuch ta'sirida deformatsiyalanishidan hosil bo'ladi.

Tinch turgan g'ildirakning geometrik markazidan tayanch yuzagacha bo'lgan masofa **statik radius** deb ataladi (9-chizma, a).

G'ildirakning geometrik markazidan reaksiya kuchi X_e ta'sir etayotgan tekislikkacha bo'lgan masofa dinamik radius deb ataladi.

Statik radius r_{st} doim r_n dan kichik ($r_{st} < r_n$). Harakat tezligi katta bo'lmagan sharoitda $r_d < r_{st}$, katta tezlikda esa, $r_{st} < r_d < r_n$. Bulardan tashqari, shartli ravishda qabul qilingan dumalash yoki kinematik radius ham bor. U hech qanday shataksirashsiz va sirg'anishsiz berilgan burchak tezlikda aylanib, haqiqiy g'ildirak bosib o'tgan yo'lga teng masofani bosib o'tadigan, fikran qabul qilingan qattiq g'ildirakning radiusidir.



9-*chizma*. Ballonli g'ildirak va shinning yonaki sirpanish shakli.

Ballonli g'ildiraklarning radial deformatsiyasidan tashqari tangensial, ko'ndalang va burchak deformatsiyalari mavjud. Shinning (ballonning) radial deformatsiyasini baholash uchun radial mustahkamlik koeffitsienti λ_n qabul qilingan:

$$\lambda_n = \frac{Q_e}{h},$$

bu koeffitsient shina ichidagi bosim, uning konstruktiv o'lchamlari va shina materialiga bog'liq ravishda o'zgaradi.

Shinning tangensial deformatsiyasi asosan burovchi moment ta'sirida sodir bo'ladi. Shinalarda ko'ndalang yo'nalishdagi deformatsiya asosan yo'naltiruvchi g'ildiraklarni burish paytida sodir bo'lib, mashinani boshqarishda muhim ko'rsatkich hisoblanadi. Shinning ko'n-

dalang yo'nalishda deformatsiyalanishi P_{yon} kuch ta'sirida bo'lib, u g'ildirak o'qida paydo bo'ladi (9-chizma, b). Natijada shinaning dastlabki yo'nalishi bilan o'zgaragan yo'nalish orasida ma'lum burchak hosil bo'ladi. Bu burchak yonaki sirpanish burchagi deyiladi va δ_{yon} bilan belgilanadi:

$$\delta_{yon} = \frac{P_{yon}}{K_{yon}},$$

bu yerda: K_{yon} — yonaki sirpanishga qarshilik koeffitsienti.

Bu koeffitsient qancha kichik bo'lsa, shinaning yonaki sirpanishi shuncha ko'p bo'ladi.

Shinaning burchakli deformatsiyasi g'ildirakka gorizontal tekislik bo'yicha moment M_{sh} qo'yilishi bilan sodir bo'ladi. Moment ta'sirida g'ildirak ma'lum Δ burchakka buriladi. Shinaning burchak bikrligi quyidagicha topiladi:

$$\delta_{\delta} = \frac{M_{sh}}{\Delta}$$

Moment M_{sh} katta bo'lmaganda g'ildirakning yo'nalishi shina protektorining sirpanishsiz o'zgarishi mumkin, lekin moment ko'payib ketsa, burchak Δ tez kattalashib, protektorning sirpanishi ro'y beradi. Bu esa boshqarishni yomonlashtiradi.

8-§. YETAKLANUVCHI G'ILDIRAKNING ISHLASHI

Yetaklanuvchi g'ildirak to'rt xil holatda harakatlaniishi mumkin:

1. *Deformatsiyalanmaydigan gardishga (obodga) ega bo'lgan g'ildirakning deformatsiyalanmaydigan yuzadagi harakati.*

2. *Deformatsiyalanmaydigan gardishli g'ildirakning deformatsiyalanadigan yuzadagi (yumshoq tuproqdagi) harakati.*

3. *Pnevmatik shinali g'ildirakning qattiq yuzadagi harakati.*

4. *Pnevmatik shinali g'ildirakning yumshoq yuzadagi harakati.*

Birinchi holatga zanjirli traktorlardagi tayanch g'ildiraklarning zanjir yuzasidagi harakati misol bo'ladi. Nisbatan ikkala yuza ham deformatsiyalanmaydi. Shuning uchun tuproqning vertikal reaksiyasi g'ildirakning geometrik vertikal o'qi bo'ylab yo'naladi. Itaruvchi kuch W_0 ro'para reaksiya kuchi X_0 bilan muvozanatlashadi, ya'ni:

$$W_0 = X_0, Q_0 = Y_0.$$

Agar harakat tezlanuvchan bo'lsa,

$$W_0 = X_0 + m_0 \cdot j \quad (41)$$

bu yerda: m_0 — g'ildirak massasi.

Ikkinchi holatga yuqori bosimli shinaning yumshoq tuproqdagi harakati misol bo'ladi (10-chizma). Traktor ostovidan uzatilayotgan W_0 kuch ta'sirida g'ildirak harakat qiladi. Og'irlik kuchi Q_0 ta'sirida g'ildirak tuproqqa botadi va iz qoldiradi. Izning chuqurligi Q_0 kuchning qiymatiga, shina bosimiga va tuproqning mexanik xususiyatlariga bog'liq. G'ildirakning old tomonida tuproq deformatsiyalanadi, natijada urinma τ va markazga intiluvchi N kuchlar hosil bo'ladi. Ularning teng ta'sir etuvchilari B nuqtaga qo'yilgan desak, bu kuchlarning yo'nalishi 10-chizmadagi kabi bo'ladi. Markazga intiluvchi N va urinma τ kuchlarini teng ta'sir etuvchisini tashkil etuvchilar Y_0 va X_0 ga ajratamiz. Tuproqning reaksiyasi X_0 ro'paradan ta'sir etib, harakatga qarshilik qiladi. Kuchlarning proyeksiyalariga asosan:

$$Q_0 = Y_0; W_0 = X_0.$$

Juft kuchlar o'zaro moment M_{j0} ni hosil qiladi.

Qarshilik kuchi P_{f_0} ning miqdori koeffitsient f_0 ga bog'liq. Shinadagi bosim yuqori bo'lib, tuproqning deformatsiyasi qancha ko'p bo'lsa, bunday g'ildirakning g'ildirashiga shuncha ko'p kuch sarflanadi. Barcha sarflanayotgan kuch (yoki energiya) tuproqni deformatsiyalash uchun ketadi. Iz qancha chuqur bo'lsa, tuproqda bo'layotgan kuchlanish shuncha ko'p bo'ladi, ya'ni:

$$\sigma = c_x (h_1 - h_0)$$

Shinaning kengligini b desak, tuproqning har bir qatlamidagi Q_0 kuch quyidagicha topiladi:

$$Q_0 = b \cdot c_x \int_{h_0}^{h_1} (h_1 - h_0) dh. \quad (46)$$

$a_0^2 \equiv D \cdot h_0$ uchburchak ABO dan: $a_0^2 = (D - h_0)h_0$ yoki a_0^2 ni differensiallasak, quyidagi ifoda hosil bo'ladi:

$$2a_0 \cdot da_0 = D \cdot dh_0;$$

$$\text{bundan} \quad da_0 = \frac{D}{2a_0} dh_0 = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{D}{h_0}} \cdot dh_0. \quad (47)$$

(47) ifodani (46) ga qo'yib, integralni h_0 dan $h_0=h_1$ gacha olsak,

$$Q_0 = \frac{2}{3} b \cdot c_x \sqrt{D} h_0^{\frac{3}{2}}. \quad (48)$$

Bu ifoda g'ildirak o'lchamlari va c_x aniq bo'lganda g'ildirak Q_0 kuch ta'sirida qanchalik chuqurlikda iz qoldirishini bildiradi, ya'ni:

$$h_0 = \left(\frac{1,5 \cdot Q_0}{b \cdot c_x \cdot \sqrt{D}} \right)^{\frac{2}{3}}. \quad (49)$$

Bu holda, g'ildirakning g'ildirashi uchun itaruvchi W_0 kuchning qiymati qancha bo'lishini aniqlash maqsadida quyidagi ifodani yozamiz:

$$W_0 = \int_0^{h_1} (h_1 - h_0) dh_0 = 0,5 \cdot b \cdot c_x \cdot h_1^2 \quad (50)$$

yoki

$$W_0 = 0,86 \cdot Q_0 \sqrt[3]{\frac{Q_0}{b \cdot c_x \cdot D^2}}. \quad (51)$$

G'ildirashga qarshilik koeffitsienti quyidagicha aniqlanadi (Granvuane-Goryachkin formulasi):

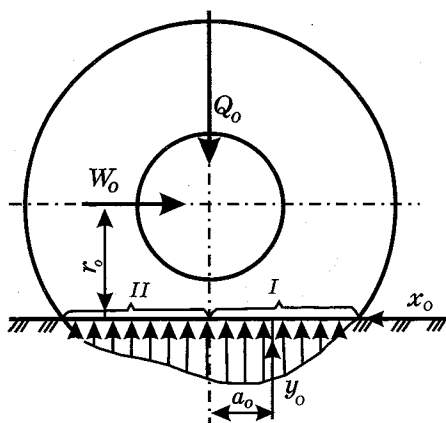
$$f_0 = \frac{W_0}{Q_0} = 0,86 \cdot \sqrt[3]{\frac{Q_0}{b \cdot c_x \cdot D^2}}. \quad (52)$$

Uchinchi holat esa, avtomobil shinasining asfalt yo'ldagi harakatiga to'g'ri keladi. Yo'ning deformatsiyasi g'ildirak deformatsiyasiga nisbatan oz bo'lgani uchun uni shartli deformatsiyalanmaydi deb hisoblaymiz (11-chizma). Shina deformatsiyasi ikki bosqichdan iborat: birinchi bosqichda (I) shina harakat yuzasi bilan kontaktda bo'lib deformatsiyalanadi. Deformatsiyalash uchun E_I energiya sarf bo'ladi; ikkinchi bosqichda (II) esa shina harakat yuzasidan ajrala boshlaydi. Bu vaqtda deformatsiyalangan qism shinaning qayishqoqligi tufayli ajralish paytida g'ildirakni oldinga qarab itaradi, ya'ni sarf bo'lgan energiya E_{II} ko'rinishda qaytadi. Shinaning ichki gisterezisi tufayli $E_I > E_{II}$. Qoldiq $E_I - E_{II}$ energiya shina materiali zarrachalarining ichki energiyasini o'zgartirishga sarf bo'ladi. Bosim epyurasining teng ta'sir etuvchi reaksiya kuchi Y_0 g'ildirakning vertikal o'qidan a_0 masofaga oldinga siljiydi. Bu holda ham,

$$Q_0 \cdot a_0 = Y_0 \cdot a_0 = W_0 \cdot r_0 = X_0 \cdot r_0 = M_{f_0}$$

$$W_0 = Q_0 \frac{a_0}{r_0} = f_0 \cdot Q_0 \quad (53)$$

Bunda itaruvchi kuch faqat shinaning deformatsiyasiga sarf bo'ladi. Koeffitsient f_0 shina bosimi, shina materialining qattiqligi va massasiga bog'liq holda o'zgaradi.



11-c h i z m a. Deformatsiyalanuvchi shinaga
ta'sir etuvchi kuchlar.

To'rtinchi holat past bosimli shinaning yumshoq tuproqdagi harakatiga to'g'ri keladi. Bu holda a_0 masofa ham shinaning, ham tuproqning deformatsiyasi tufayli vujudga keladi. Shuni aytib o'tish kerakki, quvvat balansida tuproqning deformatsiyasiga sarflangan quvvat shinaning deformatsiyasiga ketgan quvvatga nisbatan ko'proq bo'ladi. Shuning uchun, ma'lum zichlikdagi tuproqda ishlayotgan avtomobil yoki traktorda avtomatik ravishda shina bosimini o'zgartirib, kerakli tayanch yuzani hosil qilish katta ahamiyatga ega. Shunday moslama o'tag'on avtomobillar shinasining bosimini o'zgartirishda qo'llanilmoqda. Bu moslama faqat bosimini orttiradi. Lekin shina bosimini istalgan vaqtda orttirish va kamaytirishning iloji yo'q. Bu esa ushbu moslamaning kamchiligi hisoblanadi.

Nazorat uchun savollar



1. G'ildirakning xillarini sanang.
2. G'ildiraklar qaysi holda yetakchi, qaysi holda yetaklanuvchi hisoblanadi?
3. Shinaning deformatsiyasi haqida tushuncha bering.
4. Yetaklanuvchi g'ildirakni ishlashini o'rganishni

osonlashtirish maqsadida qanday soddalashtirishga yo'l qo'yiladi?

5. Har bir holat yuzasidan kelib chiqadigan xulosalarni ayting.
6. Xulosalar natijasida amaliyotda qo'llanilayotgan o'zgarishlarga to'xtaling.

Kalitli so'zlar va iboralar

Dumalash yelkasi, shina deformatsiyasi, tuproq deformatsiyasi, tuproqning vertikal reaksiyasi, gorizonta reaksiyasi.

9-§. YETAKCHI G'ILDIRAKNING ISHLASHI

Yetakchi g'ildirak moment M_{yetak} ta'sirida harakat qiladi (12-chizma). Bu vaqtda g'ildirakka og'irlik kuchi Q_e , ostovning qarshiligi W_e , inersiya kuchi P_{je} hamda tuproqning reaksiyalari X_e va Y_e , ta'sir etadi. Tekis harakat uchun,

$$Q_e = Y_e; W_e = X_e,$$

$$M_{etak} = Q_e \cdot d_e + X_e \cdot r_d; a_e = f_e \cdot r_d.$$

U holda,

$$M_{yetak} = Q_e \cdot f_e \cdot r_d + X_e \cdot r_d, \quad (54)$$

bu yerda: $Q_e \cdot a_e = Q_e \cdot f_e \cdot r_d = M_f$ g'ildirashga qarshilik qiluvchi moment hisoblanadi.

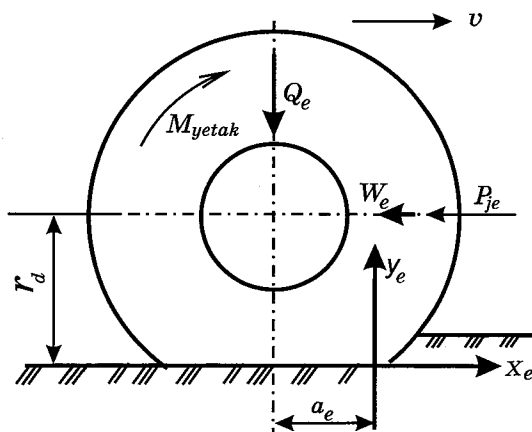
Demak,

$$M_{yetak} = M_{fe} + X_e \cdot r_d. \quad (55)$$

Bu ifodani dumalash radiusiga bo'lib yuborsak,

$$X_e = P_u - P_{fe}. \quad (56)$$

(56) ifodadan (53) ni ayirsak va bir xil sharoitda ishlayotgan g'ildiraklar uchun $f_e = f_o$ ekanini hisobga olsak:



12-c h i z m a. Yetakchi g'ildiraklarga ta'sir etuvchi kuch va momentlar.

$$X_e - X_0 = P_u - (Q_e + Q_0) \quad (57)$$

yoki

$$P_\Sigma = X_e - X_0 = P_u - f \cdot Q.$$

Chunki $Q_e + Q_0 = Q$ yoki $P_\Sigma = P_u - P_f,$

bunda $P_f = f \cdot Q.$

Hosil bo'lgan P_Σ kuch barcha tashqi qarshiliklarni, ya'ni tirkalma yoki osma mashinalarning qarshiligini, yuqoriga chiqish qarshiligini va inersiya kuchlari qarshiliklarini yengishga ketadi. Avval aytilganidek, urinma kuch P_u ning qiymatini g'ildirakning tuproq bilan ilashish sharoiti cheklab qo'yadi. Buni quyidagicha ifodalash mumkin:

$$P_u \leq \varphi \cdot Q_e.$$

Yetakchi g'ildirakda kuchlar balansini tahlil qilganga nisbatan unga berilayotgan quvvatdan qay darajada foydalanilmoqda degan savolga javob berish maqsadga muvofiq bo'ladi. Buning uchun yetakchi g'ildirakning foydali ish koeffitsientini bilish kerak.

Yetakchi g'ildirakning foydali ish ko'effitsientini topish uchun shu g'ildirakning quvvat balansini yozamiz. Buning uchun silliq protektorli shina tekis harakat qilmoqda deb faraz qilamiz, u holda:

$$M_{yetak} \cdot \omega_e = M_{fe} \omega_e + X_e r_d \omega_e. \quad (58)$$

Agar shina sirpanishsiz va deformatsiyasiz harakat qilsa, $r_d = r_n$ va $v_n = r_d \cdot \omega_e$ bo'lar edi. Lekin harakat vaqtida sirpanish bo'ladi va g'ildirak deformatsiyalanadi. Demak, bu holda r_d doim haqiqiy radius r ga tezlik esa, haqiqiy tezlikka teng bo'lishi kerak, ya'ni $v = r \cdot \omega_e$.

Xulosa qilib aytganda, yetakchi g'ildirakdan mashinaning ostoviga o'tayotgan va foydali ishga sarflanayotgan $X_e \cdot v$ quvvat yetakchi g'ildirakka kelayotgan $M_{yetak} \cdot \omega_e$ quvvatdan doim oz bo'ladi. Ikkala quvvatning nisbati yetakchi g'ildirakning foydali ish ko'effitsienti (η_e) deb ataladi:

$$\eta_e = \frac{X_e v}{M_{yetak} \omega_e}. \quad (59)$$

Tekis harakat uchun (14) ifodani hisobga olsak:

$$\eta_e = \frac{M_{yetak} - M_{fe}}{M_{yetak}} \cdot \frac{v}{v_n}.$$

$$\text{Agar } \frac{M_{yetak} - M_{fe}}{M_{yetak}} = \eta_{fe}; \quad \frac{v}{v_n} = \eta_\delta \text{ desak, u holda:}$$

$$\eta_e = \eta_{fe} \cdot \eta_\delta \quad (60)$$

bu yerda: η_{fe} — g'ildirashdagi yo'qotishlarni hisobga oluvchi foydali ish ko'effitsienti; η_δ — shataksirashdagi yo'qotishlarni hisobga oluvchi foydali ish ko'effitsienti.

Demak, yetakchi g'ildirakka kelayotgan quvvat g'ildirakning g'ildirashiga va shu g'ildirash jarayonida shataksirashni yengishga sarf bo'ladi. Hozirgacha bu ikkala ko'effitsientni analitik ravishda to'liq aniqlashning imkoni yo'q. Shuning uchun amaliy hisoblarda eksperimental ma'lumotlardan foydalaniladi.

Nazorat uchun savollar



1. Yetakchi g'ildirak bilan yetaklanuvchi g'ildirakni ishlashida qanday farq bor?
2. G'ildirak tekis harakat qilganda qanday kuchlar ta'sir etadi?
3. G'ildirak shataksiramasdan ishlashi uchun qanday shart bajarilishi kerak?
4. Yetakchi g'ildirakning foydali ish koeffitsientiga ta'rif bering.
5. Yetakchi g'ildirakning dumalashi paytidagi yo'qotishlarni hisobga oluvchi kattaliklarni aytib bering.

Kalitli so'zlar va iboralar

Nazariy tezlik, haqiqiy tezlik, ostov, quvvat, foydali ish koeffitsienti.

10-§. SHATAKSIRASH VA TUPROQ BILAN ILASHISH KOEFFITSIENTLARI

Shataksirash jarayonini o'rganish g'ildirak va tuproqning ilashish jarayonini o'rganish bilan bog'liq holda olib boriladi. Tishlarga ega bo'lgan g'ildirak yumshoq yerda harakat qilmoqda, deb faraz qilaylik (13-chizma). Bu yerda Q_e kuch ta'sirida tuproqning deformatsiyalanishi va X_e kuch ta'sirida tuproq qatlamining gorizontaal yo'nalishidagi siljishi ro'y beradi. Shunga bog'liq holda ikki xil kuch hosil bo'ladi: g'ildirak bilan tuproq orasidagi ishqalanish kuchi; g'ildirak tishiga tuproq ilashganda hosil bo'ladigan ilashish kuchi.

Shinaning qattiq yuzadagi harakatida, asosan, ishqalanish kuchi asosiy, yumshoq yerdagi harakatda esa ilashish kuchi asosiy hisoblanadi. Tishlar tuproqqa botib, tuproq qatlamini shibbalaydi, natijada har bir tish o'rtacha $d\gamma_e$ burchakka aylanadi. Agar dt vaqt ichida $d\gamma_e$ burchakka salt og'ish ro'y bersa, g'ildirak o'qining dt vaqt ichidagi orqaga siljishi ds quyidagicha topiladi:

$$ds = r_d \cdot d\gamma_e.$$

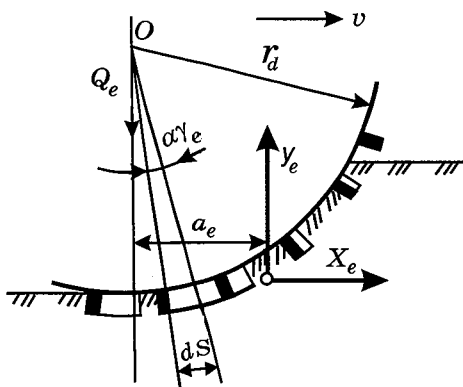
Natijada yo'qotilgan tezlik quyidagiga teng:

$$dv = \frac{ds}{dt} = r_d \cdot \omega_e$$

bunda:

$$\omega_e = \frac{d\gamma_e}{dt}.$$

Demak, g'ildirak har bir dt vaqt ichida dv tezlik yo'qotadi. Shu dt vaqt ichida g'ildirak o'qining ds masofaga orqaga siljishi shataksirashni belgilaydi. Shataksirash va ilashish jarayonlari ta'sir etayotgan Q_e kuchning miqdori, g'ildirak bilan tuproq orasida hosil bo'layotgan tayanch yuza va urinma kuchlarning miqdoriga bog'liq. **Yetakchi g'ildirakda yetakchi moment M_{yetak} ning bo'lishi shataksirashning borligini bildiradi. $P_u=0$ bo'lsa, shataksirash ham bo'lmaydi.**



13-с h и з м а. Shataksirash va ilashish ko'effitsientlarini aniqlashga doir shakl.

Shataksirashning ko'rsatkichi shataksirash ko'effitsienti hisoblanadi. Shataksirash ko'effitsienti δ ilgakdagi kuch bilan aniqlanadi, chunki u shataksirash ko'effitsientiga ta'sir etuvchi eng asosiy omildir. Shataksirash ko'effitsienti δ foizlarda o'lchanib, ham analitik, ham tajriba yo'li bilan o'rtacha aniqlikda topiladi. Shataksirash ko'effitsienti tezliklar orqali quyidagicha topiladi:

$$\delta = \frac{v_n - v}{v_n} = 1 - \frac{r}{r_n} \cdot 100\%. \quad (61)$$

Bu yerda shuni aytish mumkinki, yo'qotilgan tezlikning erishish mumkin bo'lgan nazariy tezlikka nisbati shataksirash deyiladi.

Shataksirash δ ni g'ildirakning aylanishlar chastotasi orqali aniqlash uchun quyidagi shartlar qabul qilinadi:

1. Traktorning gorizontal yuzadagi tekis salt harakatida shataksirash bo'lmaydi.

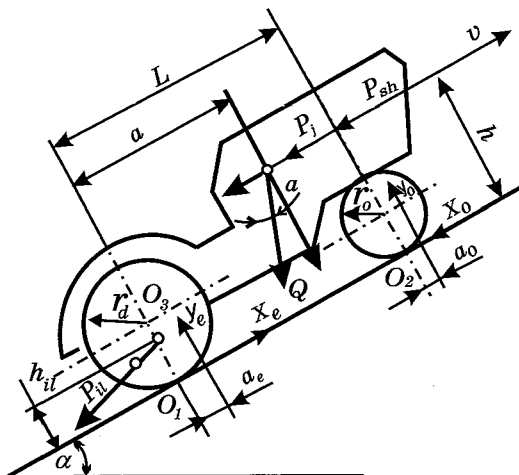
2. Tekshirilayotgan sharoitda nazariy radius o'zgar-mas. U holda,

$$\delta = \frac{n_{ish} - n_{salt}}{n_{ish}} \cdot 100\%, \quad (62)$$

bu yerda: n_{yu} , n_{syu} — traktorning yuk ostidagi va salt ishlagandagi g'ildiraklarining aylanishlar chastotasi.

$$n_{yu} = \frac{s}{2\pi \cdot r}, \quad n_{syu} = \frac{s}{2\pi \cdot r_n},$$

bu yerda: s — shataksirash koeffitsienti aniqlanayotgan ma-sofa, m .



14-c h i z m a. Vertikal (tik) kuchlarni aniqlashga doir shakl.

Ilashish koeffitsienti φ esa (20) ifoda orqali topiladi. Shataksirash koeffitsienti δ ning qiymati katta bo'lishi va ilashish koeffitsienti φ ning qiymati kam bo'lishi maqsadga muvofiq emas, chunki bu holda, tuproqning tuzilishi buziladi va agregatning texnik-iqtisodiy ko'rsatkichlari pasayib ketadi. Shataksirash koeffitsienti g'ildirakli traktorlar uchun 15%—17%, zanjirli traktorlar uchun 5—7% bo'lishi kerak.

Nazorat uchun savollar



1. Shataksirash nima? Hosil bo'lish mexanizmini ayting.
2. Shataksirashning kattaligi tuproqning turiga bog'liqmi?
3. Shataksirashning miqdori g'ildirakli traktorda ko'pmi yoki zanjirli mashinadami?
4. Shataksirashning miqdorini aniqlashning uslublarini ayting.
5. Traktorning turiga qarab shataksirashning miqdorini ayting.

Kalitli so'zlar va iboralar

Shataksirash, salt va yuk ostida aylanishlar chastotasi.

11-§. TRAKTOR VA AVTOMOBILLARNING OLDINGI VA ORQA G'ILDIRAKLARIDAGI TUPROQNING VERTIKAL REAKSIYASINI ANIQLASH

Vertikal kuchlarni aniqlash shakli 14-chizmada ko'rsatilgan. Ma'lum tezlanishga ega bo'lgan traktor ilgagidagi qarshilik bilan yuqoriga ko'tarilmoqda (ko'tarilish burchagi). Yuqorida ko'rib o'tganimizdek, vertikal Y_e va Y_o kuchlar g'ildirakning vertikal geometrik o'qiga nisbatan a_e va a_o masofaga oldinga siljigan. Masalani soddalashtirish uchun g'ildirak gardishi va harakat yuzasi deformatsiyalanmaydi deb qaraymiz. Bundan tashqari, g'ildirak podshipniklarining qarshilik momenti va g'ildirakning urinma inersiya kuchlaridan

hosil bo'ladigan momentlar ham oz bo'lgani uchun hisobga olinmaydi. Vertikal reaksiya Y_e ni topish uchun barcha kuchlardan O_2 nuqtaga nisbatan moment olamiz:

$$Y_e(L - a_e) - Q \cdot \sin \alpha h - Q \cdot \cos \alpha \cdot (L - a) - P_j \cdot h - P_{sh} \cdot h - Y_0 \cdot a_0 - P_{il} \cdot \cos \gamma_{il} \cdot h'_{il} - P_{il} \cdot \sin \gamma_{il} L = 0.$$

Agar $Y_e a_e = M_{fe}$, $Y_0 a_0 = M_{fo}$, $M_{fe} + M_{fo} = M_f$ ekanligini hisobga olsak, quyidagiga ega bo'lamiz:

$$Y_e = \frac{Q \cdot \cos \alpha (L - a) + (Q \sin \alpha + P_j + P_{ish}) \cdot h}{L} + \frac{P_{il} \cos \gamma_{il} h' + M_f}{L} + P_{il} \sin \gamma_{il} \quad (63)$$

Oldingi g'ildirakning vertikal reaksiyasini topish uchun barcha kuchlarning vertikal tekislikka nisbatan proyeksiyasini yozamiz:

$$Y_0 + Y_e - Q \cos \alpha - P_{il} \sin \gamma_{il} = 0. \quad (64)$$

Vertikal reaksiya Y_e ning o'rniga (63) ifodani qo'yib, Y_0 ni topamiz:

$$Y_0 = \frac{Q \cos \alpha a - (Q \sin \alpha + P_j + P_{sh}) h - P_{il} \cos \gamma_{il} h'_{il} - M_f}{L}. \quad (65)$$

Traktor uchun $P_{sh}=0$. Gorizontaal yuzadagi tekis harakat uchun:

$$Y_e = \frac{Q(L-a) + P_{sh}h + P_{il} \cos \gamma_{il} h'_{il} + M_f}{L} + P_{il} \sin \gamma_{il} \quad (66)$$

$$Y_0 = \frac{Qa - P_{sh}h - P_{il} \cdot \cos \gamma_{il} \cdot h'_{il} - M_f}{L}.$$

Agar ilgakda qarshilik bo'lmasa, quyidagiga ega bo'lamiz:

$$\left. \begin{aligned} Y_e &= \frac{Q(L-a) + P_{sh}h + M_f}{L} \\ Y_a &= \frac{Qa - P_{sh}h - M_f}{L} \end{aligned} \right\} \quad (67)$$

Tinch turgan traktor yoki avtomobil uchun:

$$\left. \begin{aligned} Y_{et} &= \frac{Q \cdot (L-a)}{L} \\ Y_{ot} &= \frac{a}{L} \cdot Q \end{aligned} \right\} \quad (68)$$

Bu ikkala parametr ko'pincha bir-biriga teng bo'lmaydi. Osmo yoki tirkalma qishloq xo'jalik mashinasi ham $Y_{et} + Y_{ot}$ ning o'zaro taqsimlanishiga ta'sir ko'rsatadi:

$$(Y_{et} + Y_{ot}) = Q \cdot \cos \alpha. \quad (69)$$

Og'irlik kuchi qanday taqsimlanishini bilish uchun va har xil traktorlarni g'ildiraklarning yuklanish darajasi bo'yicha solishtirish maqsadida **yuklanish koeffitsienti** kattaligini kiritamiz. Bu kattalik gorizonttal yuzada turgan traktor yoki avtomobil uchun quyidagicha aniqlanadi:

$$\left. \begin{aligned} \lambda_e &= \frac{Y_e}{Q} \\ \lambda_o &= \frac{Y_o}{Q} \end{aligned} \right\} \quad (70)$$

bu yerda: λ_e , λ_o — yetakchi va yetaklanuvchi g'ildiraklarning yuklanish koeffitsienti.

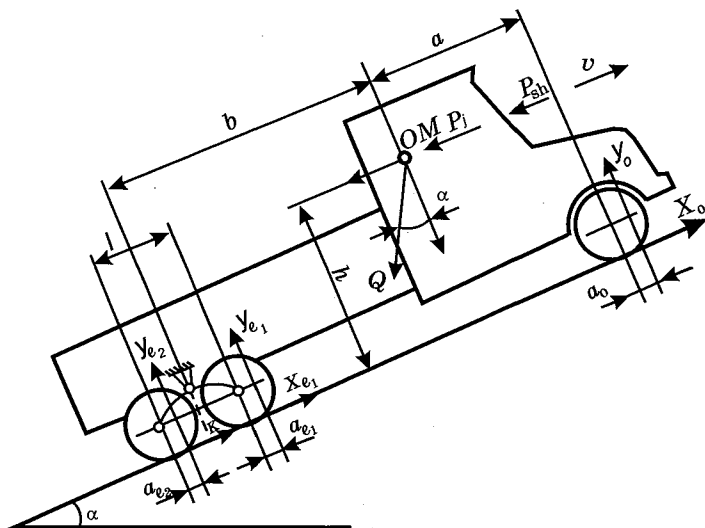
Ilgakdagi kuch harakat yuzasiga parallel yo'nalgan bo'lsa,

$$\lambda_e + \lambda_o = 1. \quad (71)$$

Agar bu kuch pastga yo'nalgan bo'lsa, $\lambda_e + \lambda_o > 1$. Yuqoriga yo'nalgan bo'lsa, $\lambda_e + \lambda_o < 1$.

G'ildirakli traktorlar uchun; $Y_e = (0,65-0,75) Q$;
 $Y_{ot} \approx 0,25Q$.

Yuk avtomobillari uchun esa, $Y_{et} = (0,75)Q$. Avtomobil uch o'qli bo'lsa, unga ta'sir etuvchi kuchlar 15-chizmadagidek bo'ladi. Bu yerda orqa va o'rta o'q umumiy balansirli osmaga ega (bu konstruksiya keng tarqalgan).



15-chizma. Uch o'qli avtomobilda vertikal kuchlarni topish.

Vertikal reaksiya Y_o ni topish uchun osmaning harakat yuzasidagi proyeksiyasidan K nuqtaga nisbatan moment olamiz:

$$Y_{e_2} \left(\frac{l}{2} - a_{e_2} \right) - Y_{e_1} \left(\frac{l}{2} - a_{e_1} \right) - (Q \sin \alpha + P_j + P_{sh}) \cdot h - Y_o(a + b + a_o) + Q \cos \alpha \cdot b = 0 \quad (72)$$

Birinci, ikkinchi va to'rtinchi qavslarni ochib,

$$Y_{e_2} a_{e_2} = M_{f_2}; \quad Y_{e_1} a_{e_1} = M_{f_1}; \quad Y_o a_o = M_{f_o}$$

ekanligini hisobga olsak, (72) ifoda quyidagi ko'rinishga keladi:

$$Y_0(a+b) = Q \cos \alpha \cdot b + Y_{e_2} \frac{l}{2} + Y_{e_1} \frac{l}{2} - \\ - (Q \sin \alpha + P_j + P_{sh}) \cdot h - M_{f2} - M_{f1} - M_{f0}$$

Lekin,

$$M_{f1} + M_{f2} + M_{f0} = M_f = P_f r_d = f Q \cos \alpha r_d.$$

Demak,

$$\frac{Q \cos \alpha (b - f \cdot r_d) - (Q \sin \alpha + P_j + P_{sh}) h + Y_{e_2} \frac{l}{2} - Y_{e_1} \frac{l}{2}}{a+b} \quad (73)$$

Ikkala g'ildirakning o'qi umumiy o'q orqali ramaga birlashgan hollarda $Y_{e2} = Y_{e1}$ bo'ladi. U holda:

$$Y_0 = \frac{Q \cos \alpha (b - f \cdot r_d) - (Q \sin \alpha + P_j + P_{sh}) \cdot h}{a+b} \quad (74)$$

Ko'p hollarda $Y_{e2} \neq Y_{e1}$. Bunday sharoitda Y_0 ning qiymati Y_{e1} va Y_{e2} ga bog'liq bo'lib qoladi. Noma'lum Y_{e0} , Y_{e1} va Y_e larni aniqlash maxsus adabiyotlarda mukammal bayon qilingan. Agar $Y_{e1} > Y_{e2}$ bo'lsa, Y_0 kamayadi. $Y_{e1} > Y_{e2}$ bo'lsa Y_0 ortadi.

Vertikal reaksiyalar $Y_{e2} = Y_{e1}$ barcha kuchlarni vertikal tekislikka proyeksiyalash orqali topiladi, ya'ni:

$$2Y_{e2} + Y_0 = Q \cdot \cos \alpha$$

bu yerda:

$$Y_e = \frac{Q \cos \alpha - Y_0}{2}. \quad (75)$$

Nazorat uchun savollar



1. Nima uchun oldingi va orqa g'ildiraklarga tushayotgan og'irliklar o'rganiladi?
2. Odatda qaysi g'ildirak ko'proq yuklanadi?
3. Yetakchi g'ildirakning yuklanishi me'yordan kam bo'lishi qanday salbiy oqibatlariga olib keladi?
4. Yetaklanuvchi g'ildirakning yuklanishini me'yordan chetga chiqishi qanday salbiy oqibatlariga olib keladi?
5. Yuklanish koeffitsientiga ta'rif bering.
6. Yuklanishni sun'iy o'zgartiruvchi omillarni sanang.

12-§. O'RNATMA QISHLOQ XO'JALIGI MASHINASI BILAN ISHLAYOTGAN TRAKTOR G'ILDIRAKLARIDAGI VERTIKAL REAKSIYALARNI ANIQLASH

O'rnatma qishloq xo'jaligi mashinasi bilan ishlaganda tuproqning vertikal reaksiyalari ikki hol uchun aniqlanadi. Birinchi hol ishchi holat, ikkinchisi esa, qishloq xo'jaligi mashinasining ko'tarilgan transport holati.

Aytaylik, traktor gorizontal yuzada tekis harakat qilib, osma qishloq xo'jaligi mashinasi bilan ish bajar-moqda (16-chizma). Bu holda, tayanch g'ildirakka ver-tikal reaksiya kuchi Y_n va ishchi organga qarshilik kuchi R ta'sir etadi. Vertikal R_2 kuch ikki kuchning yig'in-disidan iborat, ya'ni $R_2 = R_u + Q_s$; Q_s — osma qishloq xo'jalik mashinasining og'irlik kuchi; R_u va R_x tuproq-ning vertikal va gorizontal qarshilik reaksiyalari.

Traktorning g'ildiraklariga ta'sir etuvchi vertikal reaksiyalarni topishdan avval, osma mashinaning tayanch g'ildiragiga ta'sir etuvchi vertikal reaksiyani aniqlash kerak. Bu kuch osma mashina o'qining oniy aylanish markazi Q_s atrofida aylanish shartidan topiladi:

$$Y_n = \frac{R \cdot n}{h_o}.$$

Ko'rinib turibdiki, Y_n ning qiymati R ga bog'liq. Tayanch g'ildirak oniy markazdan qancha uzoq bo'lsa, vertikal reaksiya Y_n shuncha kichik bo'ladi. Yuqoridagi va pastki tortma o'zaro parallel joylashgan bo'lsa, g'ildirakning joylashuvi Y_n ning qiymatiga ta'sir etmay-di. Vertikal reaksiya Y_o ni topish uchun O_1 nuqtaga nis-batan barcha kuchlarning momentini olamiz:

$$Y_e \cdot a_e - Q \cdot a + Y_o \cdot (L + a_o) - Y_n \cdot L_n + R_2 \cdot a_s - R_x \cdot h_s = 0$$

Lekin

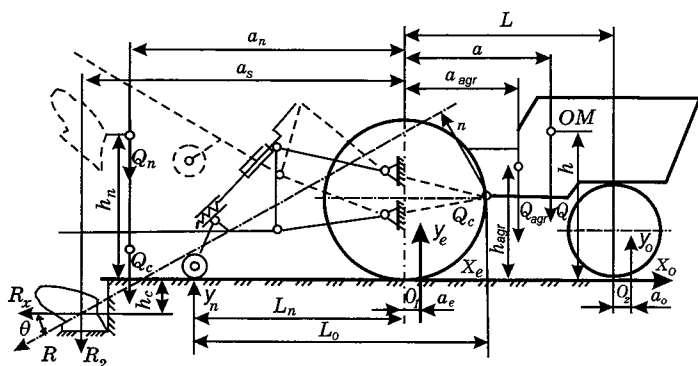
$$Y_e \cdot a_e = M_{f_e}; Y_o a_o = M_{f_o}; M_{f_e} + M_{f_o} = M_f, R_2 = R_x \operatorname{tg} \theta.$$

$$\text{Demak, } Y_o = \frac{Q \cdot a + Y_n L_n + R_x (h_s - a_s \cdot \operatorname{tg} \theta) - M_f}{2}. \quad (76)$$

Barcha kuchlarni vertikal tekislikka proyeksiyalab Y_2 kuchni topamiz:

$$Y_e = Q - Y_0 - Y_n + R_2. \quad (77)$$

Reaksiya kuchi R_2 ishning turi, tuproqning va ishchi organlarning holatiga qarab musbat yoki manfiy bo'lishi mumkin. R_2 manfiy bo'lsa, u yuqoriga yo'nalgan bo'ladi.



16-*chizma*. Qishloq xo'jaligi mashinasi bilan ishlayotgandagi vertikal kuchlarni aniqlash.

Vertikal kuch Y_e ning miqdori boshqa konstruktiv parametrlar o'zgarmas bo'lganda Y_n ga bog'liq. Agar tayanch g'ildiragiga yuk ko'proq tushsa, traktorning yetakchi g'ildiragi unga tushayotgan yukdan nisbatan ozod bo'ladi. Aksincha, tayanch g'ildiragi oz yuklangan bo'lsa traktorning ketingi g'ildiragi ko'proq yuklanadi. Shuning uchun tayanch g'ildiragining yuklanishini boshqarishda avtomatik boshqarish qurilmasining bo'lishi katta ahamiyatga ega. Chunki yuklanishni boshqarish bilan traktorning ilashish og'irligi rostlanadi. Natijada ilashish yaxshi bo'lib, g'ildiraklarning shataksirashi kamayadi. Lekin Y_n ni ortiqcha darajada kamaytirish osma mashina organlarini noturg'un ishlashiga olib keladi.

Bunday avtomatik qurilmalarga quyidagilar kiradi:

ilashish og'irligini gidravlik kuchaytirgich (IOGK), yetakchi g'ildirakni yuklagichlar (YG'Y).

Osma qishloq xo'jalik mashinasi ko'tarilgan holda esa, avval, butun agregatning og'irlik markazining gori-zontal o'q bo'yicha qiymati aniqlanadi (16-chizma):

$$a_{agr} = \frac{Q \cdot a - Q_n \cdot a_n}{Q_{agr}} \quad (78)$$

bu yerda: $Q_{agr} = Q + Q_n$.

Og'irlik markazining ordinata o'qi bo'yicha qiymati-ni topish uchun agregatni α burchak qiyalikka qo'yish kerak. U holda:

$$h_{agr} = \frac{Q \cdot h + Q_n \cdot h_n}{Q_{agr}}. \quad (79)$$

Aniqlangan parametrlar yordamida Y_e va Y_o ni topish 6-§ dagi kabi bajariladi. Shuni aytib o'tish kerakki, osma mashinaning bo'lishi doim oldingi g'ildiraklarga tushayotgan yuk og'irligini kamaytirib, orqa g'ildirak-lardagi yukning og'irligini ko'paytiradi. Bu esa traktor va avtomobillarni boshqarishni yomonlashtiradi.

Nazorat uchun savollar

- ?
1. Oldingi va orqa g'ildiraklarni yuklanishiga osma qishloq xo'jalik mashinasining ta'siri bormi?
 2. Qishloq xo'jalik mashinasi tayanch g'ildiragini trak-torning g'ildiraklari yuklanishiga ta'siri bormi?
 3. Qishloq xo'jalik mashinasi ishchi holatda bo'lsa, traktor g'ildiraklarining yuklanishi o'zgaradimi?

III B O B

ZANJIRLI TRAKTORLARNING UMUMIY DINAMIKASI

13-§. ZANJIRLI HARAKATLANTIRGICHNING ISHLASHI

Zanjirli traktorlarning yuqori darajada o'tag'onligi, sirpanish koeffitsienti va tuproqqa bo'lgan bosimining ozligi bu traktorlarni nam tuproqda hamda botqoqliklarda ishlashiga imkon beradi. Zanjirli traktorlarning tezligi ham g'ildirakli traktorlarniki kabi aniqlanadi:

$$v_n = r_d \cdot \omega_e, \quad (80)$$

bu yerda: ω_e , r_d — yetakchi yulduzchaning aylanishlar chastotasi (s^{-1}) va radiusi (m).

Dumalash radiusi quyidagicha aniqlanadi:

$$r_d = \frac{z_t}{2\pi} l_{zv}, \quad (81)$$

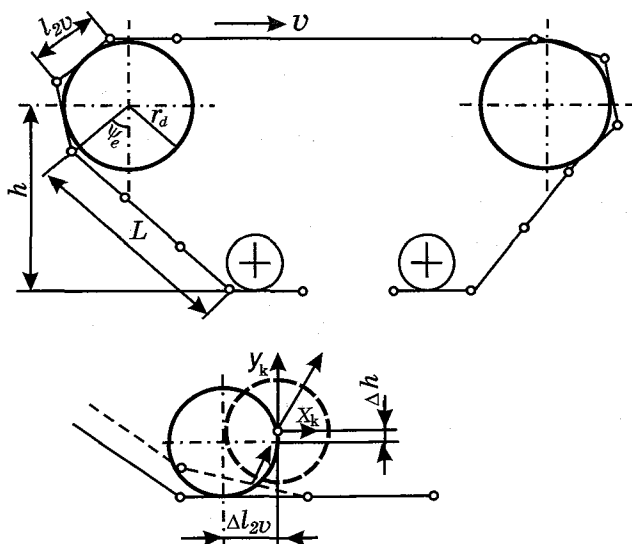
bu yerda: z_t — tishlashishda aktiv qatnashayotgan tishlar soni; l_{zv} — zanjir zvenosining uzunligi, m.

Traktor tezligini topishning ikkinchi usulida yurish qismining harakatini dezaksial joylashgan krivoship-shatunli mexanizm harakatiga o'xshatish mumkin (17-chizma). Bu yerda, r_d krivoship radiusi, m; l — shatun uzunligi, m; h — dezaksial kattaligi, m. Bularga asosan tezlik quyidagicha aniqlanadi:

$$v_n = r_d \cdot \omega_e \left(\sin \psi_e + \frac{r_d}{2l} \sin 2\psi_e + \frac{h}{l} \cos \psi_e \right), \quad (82)$$

bu yerda: $r_d \omega_e \sin \psi_e$ — krivoshipning aylanishidan hosil bo'ladigan tezlik;

$\frac{r_d^2}{2l} \omega_e \sin 2\psi_e$ — shatunning og'ishidan hosil bo'ladigan tezlik;



17-*chizma*. Zanjirli traktorning ishlashiga oid shakl.

$\frac{h}{l} \omega_e \cos \psi_e$ — dezaksiallik tufayli hosil boʻladigan tezlik.

Yuqoridagi ifodalardan topiladigan tezlik zanjirli traktorlarning oʻrtacha tezligidir. Chunki bu traktorlarning tezligi doim oʻzgarib turadi. Buning sababi, birinchidan, zvenolarning birikkan sharniri hamda yulduzchaning tishlari doim yeyilib turishidir. Ikkinchidan, tayanch gʻaltagi zvenoning boshlanishida turganda zveno gorizontol holatda boʻladi. Zanjirni yulduzcha oʻrashi bilan tayanch gʻaltagi zvenoning oxiriga qarab dumalaydi, zveno esa koʻtarila boradi (17-*chizma*, *b*). Natijada gʻaltak Δl_{zv} masofaga silji-ganda koʻtarilish Δh ga teng boʻladi. Xuddi shu paytda traktor harakati sekinlashadi, soʻng X_k kuch taʼsirida gʻaltak katta tezlikda pastga dumalaydi va orqa zvenoning boshlanish qismiga oʻtadi. Bu vaqtda tezlik ortadi. Shu tarzda gʻaltakning harakati davriy ravishda qaytarilib turadi. Siklning toʻla qaytarilish davri

$2\pi/z_d$ ga teng. Shunday tarzda zanjirli traktor goh sekin, goh tez harakat qiladi.

Traktorning haqiqiy tezligini faqat tajriba yo'li bilan topish mumkin. Buning uchun ma'lum s masofani bosib o'tayotgan yulduzchanning aylanishlar chastotasini aniqlash kerak:

$$r_d = \frac{S}{2\pi n_{ish}}.$$

Zanjirli traktorlarning nazariy tezligi quyidagi ifoda orqali topiladi:

$$v_n = l_{zv} \cdot z_t \frac{\omega_{dv}}{i_{tr} \cdot 2\pi}. \quad (83)$$

Yetakchi g'ildirak kabi yetakchi yulduzcha ham o'zining foydali koeffitsientiga ega:

$$\eta_e = \eta_f \cdot \eta_\delta. \quad (84)$$

Zanjirli traktorlarda shataksirashga sarflanuvchi quvvat kam. Asosiy ishqalanishga yo'qotishlar traktorning harakatida bo'ladi, ya'ni ko'p miqdorda quvvat harakatlantiruvchi qismlardagi ishqalanishni yengish η_{ish} ga va tuproqning deformatsiyasi η_d ga sarf bo'ladi. U holda, (84) ifodani quyidagicha yozish mumkin:

$$\eta_e = \eta_{ish} \cdot \eta_d \cdot \eta_\delta \quad (85)$$

Namligi me'yorida bo'lgan tuproqlarda yo'qotishning ko'p qismi ishqalanish hisobiga bo'ladi, yumshoq tuproqlarda esa, tuproqning deformatsiyasi va g'ildirakning shataksirashi natijasida ro'y beradi.

Nazorat uchun savollar



1. Zanjirli traktorlarning g'ildirakli traktorlardan farqini ayting (yurish qismi bo'yicha).
2. Zanjirli traktorlarning tezligi qaysi kattaliklar orqali aniqlanadi?
3. Zanjirli traktorlar tebranishining sababini ayting.
4. Nima uchun zanjirli traktorlarda shataksirash koeffitsienti kam.

5. Yetakchi yulduzchanning foydali ish koeffitsienti to'g'risida tushuncha bering.
6. Yurish qismida quvvatning ko'p qismi qaysi yo'qotishlarga sarf bo'ladi?

14-§. ZANJIRLI HARAKATLANTIRGICHNING DINAMIKASI

Yetakchi yulduzchaga moment M_{yetak} qo'yilgan. Traktor hech qanday shataksirashsiz tekis harakat qilmoqda deb faraz qilaylik (18-chizma). Bu yerda ham traktorning ostoviga berilayotgan quvvat yetakchi yulduzchaga yetib kelgan quvvatdan kam, chunki quvvatning bir qismi yetakchi qismdagi ishqalanishlarni yengishga sarflanadi, ya'ni:

$$M_{yetak} \cdot \omega_e = P_u v_n + M_{ish_1} \cdot \omega_e. \quad (86)$$

Ishqalanish momenti M_{ish} faqat yetakchi qismdagi ishqalanishni hisobga oladi. Zanjirning boshqa qismidagi, ya'ni yetaklanuvchi g'ildirak va tayanch g'ildiraklardagi ishqalanishlarni M_{ish2} hisobga oladi. Yetakchi qismning foydali ish koeffitsienti η_{ish} quyidagiga teng:

$$\eta_{ish} = 1 - \frac{M_{ish_1}}{M_{yetak}} \quad (87)$$

Professor Y.D. Lvov ishqalanish momenti M_{ish1} uchun quyidagi ifodani taklif etgan:

$$M_{ish_1} = \frac{\mu \cdot T_e \cdot r_{sh} (2\psi_2 - \beta_1) z_t}{2\pi} \quad (88)$$

bu yerda: r_{sh} — zanjir barmoqlarining radiusi, m; μ — ishqalanish koeffitsienti.

(88) ifodani (87) ga qo'ysak, quyidagi hosil bo'ladi:

$$\eta_{ish_1} = 1 - \frac{\mu \cdot r_{sh} (2\psi_2 - \beta_1)}{l_{zv}} \quad (89)$$

bu yerda: $T_e = \frac{M_{yetak}}{r_d}$, $z_t = \frac{2\pi \cdot r_d}{l_{zv}}$.

Bu qismdagi ishqalanish moment M_{yetak} ning bir qismi bilan yengiladi. Yurish qismining qolgan qismlaridagi ishqalanishni topish uchun professor Y.D.Lvov quyidagi ifodani taklif etgan:

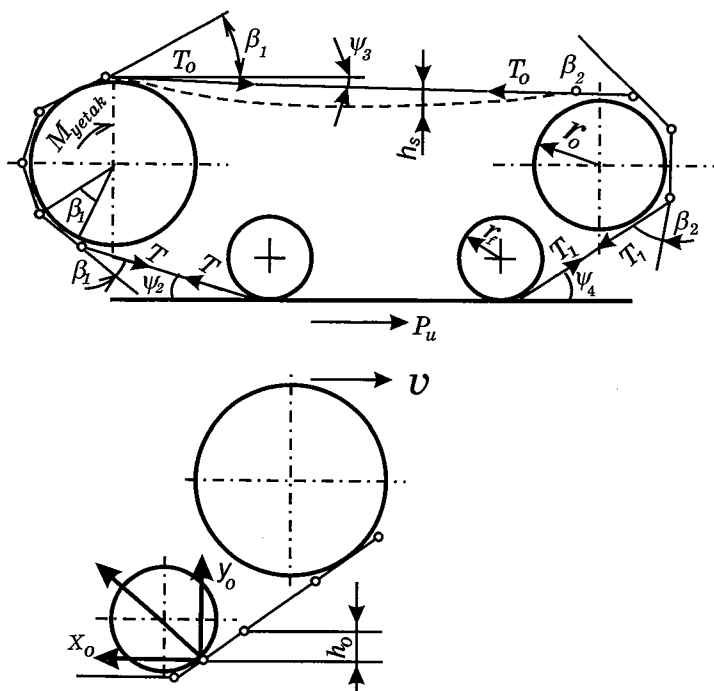
$$M_{ish_2} = \frac{4\mu \cdot T_0 z_t r_{sh}}{2\pi} (\psi_2 + \beta_1 + \beta_2 + \psi_4) + Q \cdot a_0 \frac{r_d}{r_F} \quad (90)$$

bu yerda: T_0 — zanjirning dastlabki tarangligi, N ; a_0 — tayanch g'altaklarining dumalashidagi ishqalanishni hisobga oluvchi koefitsient.

Qolgan kattaliklar 18-chizma, a da ko'rsatilgan.

Bu ishqalanish momenti dumalashga bo'lgan qarshilik kuchi P_f ni tarkibiy qismidir, ya'ni:

$$P_f = X_0 + \frac{M_{ish_2}}{r_d}. \quad (91)$$



18-chizma. Zanjirli harakatlantirgichning dinamikasiga oid shakl.

Ro'paradan ta'sir etuvchi reaksiya kuchi Y_o asosan tuproqning deformatsiyasi tufayli paydo bo'ladi (18-chizma, b). Tuproqning vertikal reaksiyasi Y_o esa boshqa vertikal kuchlar bilan qo'shilgan holda alohida o'rgani-ladi. Agar g'ildiraklardagi urinma kuchlarning inersiya momentlari M_{je} va M_{jo} ni hisobga olsak, quyidagiga ega bo'lamiz:

$$P_f = X_o + \frac{M_{ish_2} + M_{jo}}{r_d} \quad (92)$$

Taranglovchi qismdagi T kuch quyidagicha aniqla-nadi:

$$T = \frac{\eta_{ish_1} \cdot M_{yetak} + T_o \cdot r_d}{r_d} \quad (93)$$

Oldingi qismdagi taranglovchi kuch T_1 esa quyida-gicha topiladi:

$$T_1 = \frac{M_{fo} + T_o \cdot r_o}{r_o} \quad (94)$$

Zanjirning dastlabki taranglovchi kuchi D.A.Chuda-kov uslubiga ko'ra, quyidagiga teng:

$$T_o = \frac{a^2 \cdot q_o}{8h_s} + \frac{q_o}{g} v_o^2 \quad (95)$$

bu yerda: a — zanjirning salqaligi, m; v_o — zanjirning o'ralish tez-ligi, m/s; Q_o — birlik uzunlikdagi zanjirning og'irlik kuchi, N/m.

Bu kuchlardan tashqari zanjirli traktorlarga quyidagi tashqi kuchlar ta'sir etadi:

1. Og'irlik kuchi Q va uni tashkil etuvchilari.
2. Inersiya kuchi, P_j .
3. Ilmoqdagi qarshilik kuchi, P_{ii} .
4. Ro'para reaksiya kuchi, X_o .

Bu kuchlarning ta'sir etish shartlari va ularni aniq-lash formulalari 4-§ da ko'rib o'tilgan.

Nazorat uchun savollar

- ❓ || 1. Yetakchi qismida hosil bo'layotgan ishqalanishlarni sanab bering.

2. Ro'paraviy reaksiya kuchi qayerda paydo bo'ladi?
3. Zanjir taranglagichidan hosil bo'luvchi kuchlarni sanang.
4. Tebranishni ozaytirish uchun zanjir zvenosining uzunligi qisqa bo'lgani yaxshimi yoki uzun bo'lgani yaxshimi?

15-§. ZANJIRLI TRAKTORLARNING BOSIM MARKAZI VAZIYATINI ANIQLASH

Ish bajarish jarayonida zanjirning tayanch yuzasi bo'ylab tarqalayotgan bosimni aniqlash va og'irlik markazining koordinatalarini asoslash hamda turg'unlik shartlarini belgilash maqsadida traktorga ta'sir etayotgan tashqi kuchlarni o'rganish kerak. Tashqi kuchlar bosimning tayanch yuzasi bo'ylab bir xil taqsimlanishiga ijobiy ta'sir ko'rsatishi zarur, aks holda, traktorning oldingi yoki orqa qismi yuklanishdan ozod bo'lib, traktorning texnik-iqtisodiy va dinamik ko'rsatkichlarini pasaytirib yuboradi.

Ilgakda qarshilikka ega bo'lib, notekis harakat bilan yuqoriga ko'tarilayotgan traktorga quyidagi tashqi kuchlar ta'sir etadi (19-chizma).

Og'irlik kuchi va uning tashkil etuvchilari — $Q \sin \alpha$;
 $Q \sin \alpha$.

Inersiya kuchi — P_j .

Ilmoqdagi qarshilik kuchi — P_{ii} .

Ro'para reaksiya kuchi — X_o .

Tuproqning vertikal reaksiya kuchi — Y .

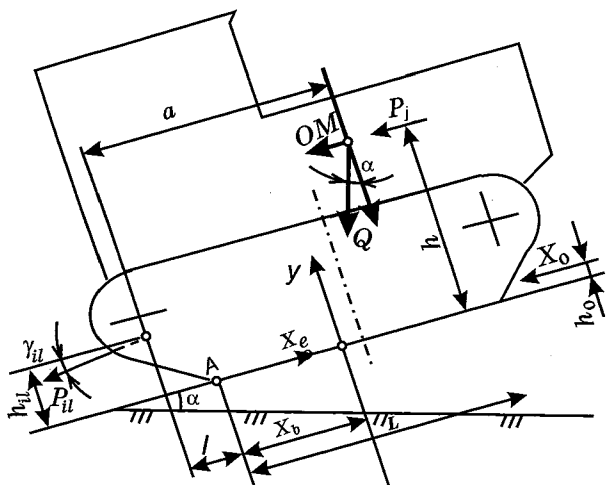
Barcha kuchlarni ko'ndalang tekislikka proyeksiyalab, tuproqning vertikal reaksiya kuchi Y ni topamiz:

$$Y = Q \cdot \cos \alpha + P_{ii} \cdot \sin \gamma_{ii} \quad (96)$$

Tuproqning vertikal reaksiya kuchi Y qo'yilgan nuqta **bosim markazi** hisoblanadi. Shu nuqtaning tayanch uzunlikdagi holati traktorning turg'unligi va samarali ishlashini ko'p jihatdan belgilaydi.

Traktor og'irligini aktiv ravishda tuproqqa o'tkazishda ishtirok etayotgan zanjir qismi **tayanch uzunligi** deb ataladi. Me'yoriy zichlik va namlikka ega bo'lgan

tuproqda bu uzunlik oldingi va orqa tayanch g'altaklarining o'qlari orasidagi masofa hisoblanadi (yarim qattiq osmaga ega bo'lgan traktorda) va u L harfi bilan belgilanadi. Namligi yuqori va yumshoq tuproqlarda bu uzunlik ortishi mumkin.



19-c h i z m a. Bosim markazini aniqlash.

Bosim markazini topish uchun barcha kuchlarning momentini A nuqtaga nisbatan olamiz:

$$Q \sin \alpha \cdot h + P_j \cdot h + X_0 \cdot h_0 - Q \cos \alpha (a - l) + P_{il} \cos \gamma_{il} \cdot h'_{il} + P_{il} \sin \gamma_{il} l + Y \cdot X_\delta = 0,$$

bundan,

$$X_\delta = \frac{Q \cos \alpha (a - l) - h (Q \sin \alpha + P_j) - P_{il} (\cos \gamma_{il} \cdot h'_{il} + \sin \gamma_{il} \cdot l) - X_0 \cdot h_0}{Q \cos \alpha + P_{il} \sin \gamma_{il}} +$$

Ro'para reaksiya kuchi ta'sir etayotgan yelka h_0 , burchak γ_{il} ning kichikligini hisobga olsak,

$$X_\delta = \frac{Q \cos \alpha (a - l) - h (Q \sin \alpha + P_j) - P_{il} \cos \gamma_{il} h'_{il}}{Q \cos \alpha + P_{il} \cos \gamma_{il}} \quad (97)$$

Agar $X_s=0$ bo'lsa, bosim markazi orqa tayanch nuqta A da, $X_s=L$ bo'lsa, oldingi tayanch nuqta B da joylashadi. Orqaga ag'darilish chegarasi esa $X_s=0$, oldinga ag'darilish chegarasi esa $X_s=L$. Bosim markazi X_s manfiy qiymatga ega bo'lsa, u tayanch uzunligidan tashqariga chiqib ketadi va traktor orqaga ag'darilishi mumkin. Shuning uchun $X_s < 0$ tengsizlik orqaga ag'darilish shartidir, $X_s > L$ esa, oldinga ag'darilish sharti hisoblanadi.

Og'irlik markazining koordinatasi belgilanayotgan paytda traktorning vazifasi va bajarayotgan ishi hisobga olinadi. Traktor qishloq xo'jalik ishlariga mo'ljallanib, asosan orqaga tirkalgan mashinalar bilan ishlasa, og'irlik markazining A nuqtadan uzoqligi $0,5L+(0,005...0,08)L$ bo'lishi kerak. Bunday koordinataga ega bo'lgan traktorga qishloq xo'jaligi mashinasi tirkalganda butun agregatning og'irlik markazi tayanch uzunligining o'rtasida bo'ladi.

Traktor sanoat ishlariga mo'ljallanib old qismiga tirkalgan mashina bilan ishlasa, og'irlik markazi bilan A nuqta orasidagi masofa $0,5L-(0,02...0,05)L$ bo'lishi kerak. Ish vaqtida bu masofa $0,5L$ ga yaqinlashishi mumkin.

Shu usulda og'irlik markazining holatini belgilash ish vaqtida traktorning ilashish og'irligidan to'la foydalanishga imkon beradi.

Tayanch g'altaklari alohida aravachaga ega bo'lgan traktorlarda bosim tayanch yuzasi bo'ylab nisbatan bir xil taqsimlanadi va elastik osmaga ega bo'lgan traktorlardagiga nisbatan yurishga bo'lgan qarshilik 20—25% oz bo'ladi. Tayanch g'altaklarining soni beshta bo'lsa, yurishga bo'lgan qarshilik kamayadi.

Elastik osmaga ega bo'lgan traktorlarda bosim tayanch yuzasi bo'ylab notekis taqsimlanadi. Har bir g'altak ostida bosim ko'payadi, notekis yo'lda bosim alohida g'altaklar ostida yanada ortadi. Bu esa yurishga bo'lgan qarshilikning ortishiga sabab bo'ladi. Qanday osma bo'lishidan qat'i nazar birlik yuzaga tushayotgan bosim quyidagicha aniqlanadi:

$$q = \frac{Q}{2bL} \quad (98)$$

bu yerda: b — zanjir zvenosining kengligi, m.

Qishloq xo'jalik traktorlari uchun, $q=40-50 \text{ kN/m}^2$.
Botqoqda ishlaydigan maxsus traktorlar uchun,
 $q \leq 20 \text{ kN/m}^2$.

Nazorat uchun savollar



1. Bosim markazini bilishni qanday amaliy ahamiyati bor?
2. Traktorga ta'sir etuvchi tashqi kuchlarni sanang.
3. Tayanch uzunligini tushuntiring.
4. Og'irlik markazini tayanch uzunligini o'rtasida joylashtirishning shartlarini ayting.
5. Og'irlik markazining joylanishi tayanch uzunligidan chetga chiqib ketganda ro'y berishi mumkin bo'lgan hodisani ayting.

IV B O B

TRAKTOR VA AVTOMOBILLARNING TURG'UNLIGI

16-§. OG'IRLIK MARKAZINING KOORDINATALARINI ANIQLASH

Og'irlik markazining koordinatalarini aniqlash usullaridan biri traktorlarni tarozida tortishdir. Ko'pincha traktorning oldingi yoki orqa g'ildiraklari taroziga qo'yiladi (20-chizma, *a*). Og'irlik markazining bo'yлама koordinatasi *a* ni topish uchun orqa g'ildiraklarni taroziga qo'yib, shu g'ildirakka to'g'ri kelayotgan traktorning og'irligi $Q_e = Q_e$ aniqlanadi. So'ng O_1 nuqtaga nisbatan kuchlardan moment olinib, *a* topiladi.

$$a = L - L \frac{Q_e}{Q}. \quad (99)$$

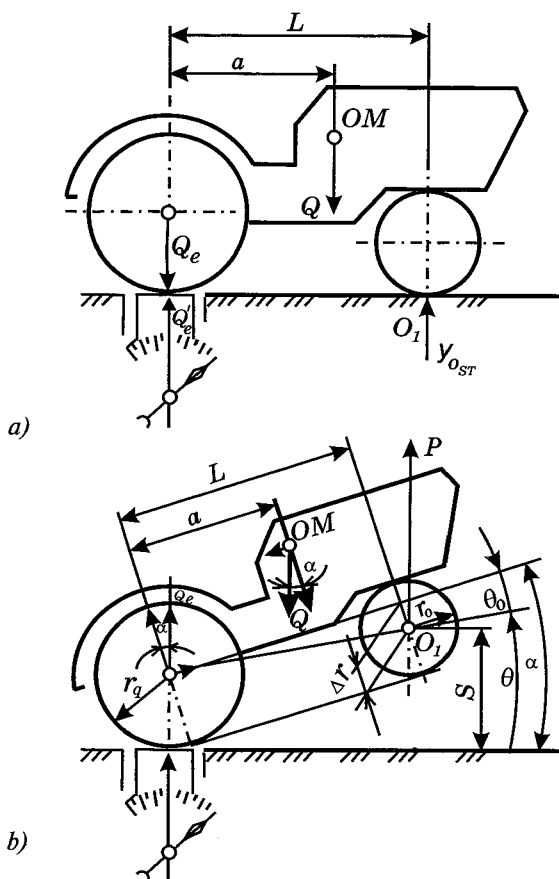
Og'irlik markazi balandligi *h* ni topish uchun traktorni oldingi o'qidan *s* balandlikka ko'tarib osib qo'yiladi. Osilgan vaqtdagi kuchlarning ta'siri 20-chizma, *b* da ko'rsatilgan. Trosdagi *P* kuchni tenglamaga kiritmaslik uchun barcha kuchlardan Q_1 nuqtaga nisbatan moment olamiz.

$$Q \cos a(L - a) + Q \sin a(h - r_o) - \\ - Q_e \cos aL - Q_e \sin aL(r_d - r_o) = 0.$$

Ba'zi o'zgartishlar va $L - a = Q_{e_{\alpha=0}} \frac{L}{Q}$ ekanligini hisobga olsak,

$$h = \frac{\Delta Q}{Q} \operatorname{ctg} \alpha L + \frac{Q_e}{Q} + \frac{Q_e}{Q} (r_d + r_o) + r_o \quad (100)$$

bu yerda: Q_e – gorizontol holda turgan traktorning orqa g'ildiraklariga tushayotgan og'irlik kuchi, N.



20-*chizma*. Og'irlik markazi koordinatalarini topish.

Zanjirli traktorlarda og'irlik markazining bo'ylama koordinatasi a ni topish uchun u bir-biridan $2l$ masofada joylashgan tayanchlarga qo'yiladi (21-*chizma*, *a*). Tayanchlardan biri taroziga to'g'ri kelishi shart. Qo'zg'almas B nuqtaga nisbatan kuchlardan moment olinadi:

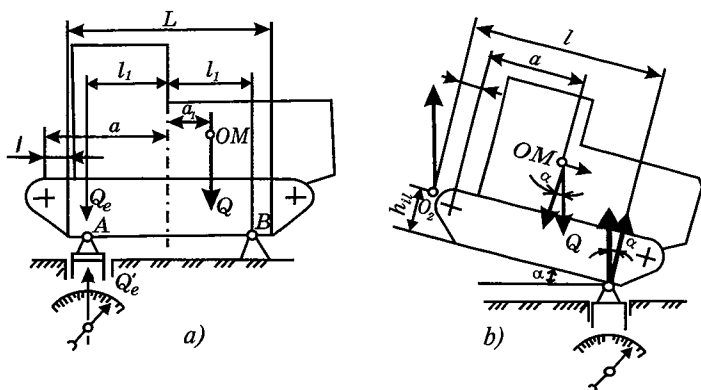
$$2l_1 Q'_e = Q(l_1 - a_1); \quad a_1 = l_1 - \frac{2l_1 Q_e}{Q}; \quad Q_e = Q'_e.$$

Bo'ylama koordinata a quyidagiga teng bo'ladi:

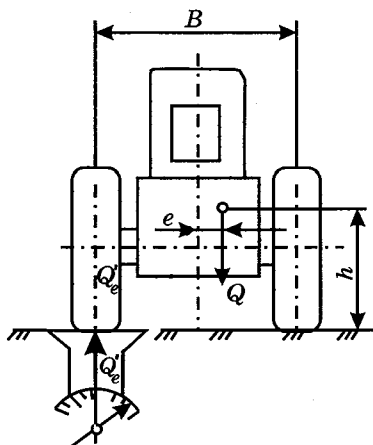
$$a = l + \frac{L}{2} + a_1. \quad (101)$$

Og'irlik markazi balandligi h ni topish uchun traktorni orqa ilmog'idan osib, α burchakka og'diriladi (21-chizma, b). Traktorni orqa ilmog'idan osish qulay, chunki ilmoqning koordinatalari l_2 va h_{il} doim traktorning texnik tasnifida beriladi. Barcha kuchlardan Q_2 nuqtaga nisbatan moment olamiz.

$$Q \cos \alpha \cdot (a + l_2) + Q \sin \alpha \cdot (h - h_{il}) - Q_0 \cos \alpha \cdot l + Q \sin \alpha \cdot h_{il} = 0.$$



21-chizma. Og'irlik markazining koordinatalarini topishga doir shakl.



22-chizma. Og'irlik markazining ko'ndalang koordinatalarini topishga doir shakl.

Bundan

$$h = ctg\alpha \left(\frac{Q_o}{Q} l - a + l_2 \right) - h_{ul} \left(\frac{Q_o}{Q} - 1 \right). \quad (102)$$

Og'irlik markazining ko'ndalang koordinatasi zanjirli hamda g'ildirakli traktorlar uchun bir xil usulda topiladi. Buning uchun orqa g'ildirakning (zanjirning) biri taroziga qo'yiladi (22-chizma) va shu g'ildirakka (zanjirga) tushayotgan traktorning og'irligi $Q_e = Q_e^1$ topiladi. Natijada quyidagi hosil bo'ladi:

$$Q_e \cdot B = Q (0,5B - e).$$

Bundan

$$e = B \left(0,5 - \frac{Q_e}{Q} \right). \quad (103)$$

Nazorat uchun savollar

- ?
1. Traktor va avtomobillarning og'irlik markazini bilishning amaliy ahamiyati nimada?
 2. Og'irlik markazining koordinatalarini sanang.
 3. Og'irlik markazining koordinatalarini har biriga tavsif bering.
 4. Og'irlik markazining koordinatalarini aniqlashning uslublarini aytib bering.
 5. Avtomobillarda og'irlik markazining balandligini oltirishning qanday salbiy oqibatlar mavjud?

17-§. BO'YLAMA TURG'UNLIK

Bo'ylama turg'unlikni aniqlashda statik ag'darilishning chekli burchagini topish katta ahamiyatga ega. Orqaga ag'darilishdagi statik chekli burchakni α_{cheg} , oldinga ag'darilishdagi burchakni α_{cheg} deb belgilaymiz (23-chizma). Bu burchakda traktor yoki avtomobil ag'darilmaydi, lekin ag'darilishga yaqin bo'ladi. Statik ag'darilish burchagi chekli burchak α_{cheg} ga teng bo'lganda $Y_o = 0$ bo'lib, og'irlik kuchining tashkil etuvchisi $Q \cos \alpha_{cheg}$ ag'darilish nuqtasi O dan o'tadi. Qiyalik pastga

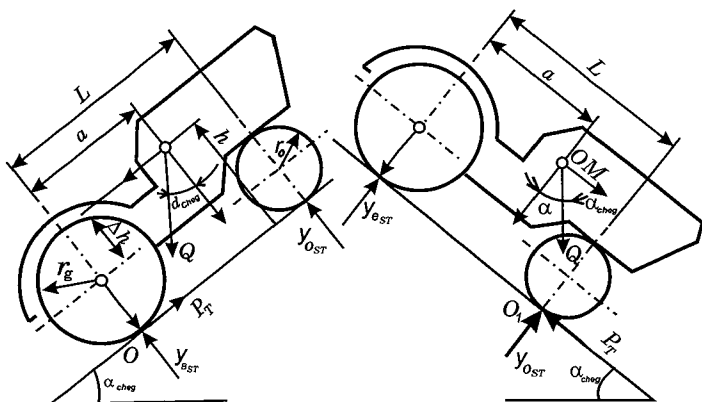
bo'lganda $Y_e = 0$ bo'lib, $Q \cos \alpha'_{cheg}$ kuch O_1 nuqtadan o'tadi. Statik ag'darilishning chekli burchaklarini aniqlash uchun tormozlangan traktor qiyalikda tinch turibdi, deb faraz qilinadi. Ikkala holat uchun quyidagi tengliklar o'rinni:

$$Q \cos \alpha_{cheg} \cdot a = Q \sin \alpha_{cheg} \cdot h;$$

$$Q \cos \alpha'_{cheg} (L - a) = Q \sin \alpha'_{cheg} \cdot h.$$

Yuqoriga va pastga harakatlanadigan mashinaning ag'darilmay, turg'un turish sharti quyidagicha:

$$\left. \begin{aligned} \operatorname{tg} \alpha_{cheg} &= \frac{a}{h}; \\ \operatorname{tg} \alpha'_{cheg} &= \frac{L - a}{h}. \end{aligned} \right\} \quad (104)$$



23-*chi* z m a. Bo'ylama turg'unlikka oid shakllar.

Ko'rinib turibdiki, $Q \cdot \sin \alpha$ kuch traktorni ag'darishga harakat qiladi, $Q \cos \alpha$ kuch esa traktorning ag'darilishiga qarshilik ko'rsatadi. Traktorning ag'darilish sharti:

$$\left. \begin{aligned} Q \sin \alpha_{cheg} h &> Q \cdot \cos \alpha_{cheg} \cdot a; \\ Q \sin \alpha'_{cheg} h &> Q \cdot \cos \alpha'_{cheg} (L - a) \end{aligned} \right\} \quad (105)$$

yoki

$$\left. \begin{aligned} \operatorname{tg} \alpha_{\text{cheg}} &> \frac{a}{h}; \\ \operatorname{tg} \alpha'_{\text{cheg}} &> \frac{L-a}{h}. \end{aligned} \right\} \quad (106)$$

Chopiq qiladigan traktorlar uchun $\alpha_{\text{cheg}}=40^\circ$; $\alpha'_{\text{cheg}}=60^\circ$ yuklangan avtomobil uchun $\alpha_{\text{cheg}}=45^\circ$. Lekin ko'p hollarda burchak statik ag'darilishning chekli burchagiga yetib bormay, undan kichikroq qiymatda mashina pastga sirg'ana boshlaydi. Bu tormozlanish kuchi va ilashish koeffitsienti φ ga bog'liq. Sirg'anib tushish burchaklarini α_s va α'_s bilan belgilasak, tormozi orqa g'ildirakda bo'lib, yuqoriga chiqayotgan mashina uchun quyidagi tenglikka ega bo'lamiz:

$$Y_{et} = \frac{Q \cdot \cos \alpha_s \cdot (L-a) - Q \cdot \sin \alpha_s \cdot h}{L},$$

bu yerdan

$$P_t = Y_{et} = \frac{Q \cos \alpha_s \cdot (L-a) - Q \sin \alpha_s \cdot h}{L} \quad (107)$$

Qiyalik pastga bo'lsa,

$$\frac{Q \cdot \cos \alpha'_s \cdot a + Q \cdot \sin \alpha'_s \cdot h}{L}.$$

$$\text{Bu holda:} \quad \left. \begin{aligned} \operatorname{tg} \alpha_s &= \varphi \frac{L-a}{L-\varphi h} \\ \operatorname{tg} \alpha'_s &= \varphi \frac{a}{L-h} \end{aligned} \right\} \quad (108)$$

Agar tormoz faqat orqa g'ildiraklarga qo'yilgan bo'lsa,

$$\operatorname{tg} \alpha'_s = \varphi \frac{L-a}{L+\varphi h}.$$

Bundan tashqari, orqa g'ildiraklar aylanishdan to'xtab qolsa, ya'ni, masalan, chuqurlikka tushib qolsa

ham ag'darilish ro'y berishi mumkin. Bu holda oxirgi uzatmadagi yetakchi tishli g'ildirak yetaklanuvchi tishli g'ildirak atrofiga aylanishi natijasida traktorning ostovi yuqoriga ko'tarila boshlaydi. Tishlashish muftasidan kelayotgan harakat o'z vaqtida uzilmasa va shu bilan birga muftaning ishqalanish momenti yuqori bo'lsa, traktorning orqaga ag'darilishi muqarrar bo'lib qoladi. Ag'darilish orqa g'ildirakning markaziga nisbatan ro'y beradi. Shu holat uchun ag'daruvchi moment quyidagicha topiladi:

$$M_{agd} = Q \cdot \cos \alpha a - Q \cdot \sin \alpha \cdot \Delta h, \quad (109)$$

bu yerda: $\Delta h = h - r_d$.

Ag'darilishning muqarrarlik sharti $M_{agd} > M_{yetak}$ yoki

$$Q \cdot \cos \alpha \cdot a - Q \cdot \sin \alpha \cdot \Delta h > \beta \cdot M_n \cdot i_{tr} \eta_{tr} \quad (110)$$

bu yerda: β – tishlashish muftasining zaxira koeffitsienti.

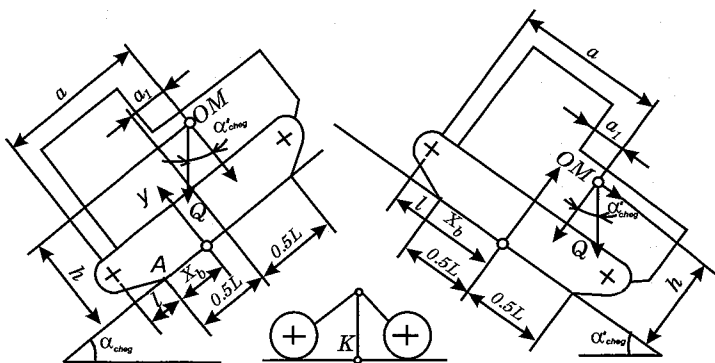
Ag'darilishning bu turi traktor gorizontal tekislikda harakatlangan vaqtda ham ro'y berishi mumkin. Agar ilgakdagi kuch orqa g'ildirakning markazidan yuqoriga qo'yilgan bo'lsa, ya'ni $h_{il} > r_d$, bu hol ag'darilishga yordam beradi, agar $h_{il} < r_d$ bo'lsa, ilgakdagi kuch ag'darilishga qarshilik ko'rsatadi. Odatda, bunday ag'darilishning oldini olish uchun g'ildirak yerdan uzilishi bilan tishlashish muftasini ajratish kerak. Bu holda, traktor ostovi o'zining og'irligi ta'sirida dastlabki holatiga qaytadi.

Turli sharoitda ishlayotgan mashinalarning bo'ylama turg'unligini oshirish katta ahamiyatga ega, jumladan, mashinani boshqarishni yo'qotmaslikdir. Turg'unlikni oshirish uchun g'ildiraklarga yuk osish amalda keng qo'llanilmoqda. Bundan tashqari, traktorning bo'ylama bazasini oshirib, balandligini kamaytirish ham alohida ahamiyatga ega. Zanjirli traktorlarda bosim markazining tayanch uzunligi bo'ylab joylashuvi uning turg'unligini belgilaydi (24-chizma).

Traktor yarim qattiq osmaga ega bo'lsa, ag'darilish chekka tayanch g'altagining vertikal o'qi bilan tuproq uchrashgan nuqtasi atrofida ro'y beradi. Traktor elastik osmaga ega bo'lganda esa, ag'darilish balansir o'qidan tushirilgan vertikal bilan tuproq yuzasining uchrashgan K nuqtasi atrofida ro'y beradi.

Demak, yarim qattiq osmaga ega bo'lgan traktorlarda tayanch uzunligi L chekka tayanch katoklari orasidagi masofaga, elastik osmaga ega bo'lganda esa, balansirlar o'qi orasidagi masofaga teng bo'lar ekan. U holda, zanjirli traktorlar uchun:

$$\left. \begin{aligned} \operatorname{tg} \alpha_{\text{cheg}} &= \frac{a-l}{h} = \frac{0,5L+a_1}{h} \\ \operatorname{tg} \alpha'_{\text{cheg}} &= \frac{0,5L-a_1}{h} \end{aligned} \right\} \quad (111)$$



24-chorizma. Bo'ylama turg'unligini aniqlash.

Elastik balansirga ega bo'lgan traktorlar uchun:

$$\left. \begin{aligned} \operatorname{tg} \alpha_{\text{cheg}} &= \frac{0,5L'-a_1}{h} \\ \operatorname{tg} \alpha'_{\text{cheg}} &= \frac{0,5L'-a_1}{h} \end{aligned} \right\} \quad (112)$$

Yarim qattiq osmali traktorlarda $\alpha_{\text{cheg}}=50^\circ$. Elastik osmaga ega bo'lgan traktorlarda tayanch uzunligi nisbatan kichik bo'lganligi uchun statik ag'darilishning

chekli burchagi 35° atrofida bo'ladi. Zanjirli traktorlarda ilashish og'irligi va tuproq bilan ilashish koeffitsienti katta bo'lganligi sababli ular qiyalikda turganda sirg'anish ro'y bermaydi.

Traktor va avtomobillar harakatlangan vaqtda ag'darilishning chekli burchagi qiymati o'zgaradi, chunki ularga og'irlik kuchidan tashqari qo'shimcha kuch va momentlar ta'sir etadi. Aytaylik, ilgakda qarshiligi bo'lgan traktor tekis harakat bilan α burchak ostida yuqoriga ko'tarilmoqda. Bu vaqtda traktorga quyidagi kuchlar ta'sir qiladi:

1. Og'irlik kuchi va uning tashkil etuvchilari $Q \cos \alpha$; $Q \sin \alpha$.

2. Itaruvchi reaksiya kuchi X_e va reaksiya kuchi X_o .

3. Ilgakdagi qarshilik kuchi P_{il} .

4. Tuproqning tik reaksiyalari Y_e va Y_o .

Traktor o'rnida agar avtomobil bo'lsa, qo'shimcha ravishda havoning qarshilik kuchi ta'sir etadi.

Harakatdagi traktorning ag'darilishi uchun $Y_o=0$; $P_{fo}=0$ shart bajarilishi kerak. Bu holda, ilgakdagi kuch traktorning bo'ylama turg'unligini buzishga harakat qiladi, ya'ni ag'daruvchi moment hosil qiladi:

$$M_{ag'd} = P_{il} \cdot \cos \gamma_{il} \cdot h'_{il}, \quad (113)$$

Og'irlik kuchi tashkil etuvchilarining farqi traktorni turg'un holatda mustahkam ushlab turishga harakat qiladi:

$$M_m = Q \cdot (a \cdot \cos \alpha - h \cdot \sin \alpha) \quad (114)$$

$$\text{Lekin } P_{il} = P_u - Q \cdot \sin \alpha - P_f$$

$$\text{yoki } P_{il} = \varphi \cdot Y_e - Q \cdot \sin \alpha - P_f \quad (115)$$

Tik reaksiya Y_e uchun (63) ifodani hisobga olamiz, ya'ni:

$$Y_e = \frac{Q \cos \alpha (L - a) + (Q \cdot \sin \alpha + P_j + P_{sh}) h}{L} + \\ + \frac{P_{il} \cos \gamma_{il} h'_{il} + M_f + P_{il} \cdot \sin \gamma_{il}}{L}$$

Turg'unlikning buzilish paytida moment M_f nisbatan kichik bo'lganligi uchun hamda $P_{il} \cdot \sin \gamma_{il}$ kuch ag'daruvchi moment hosil qilmagani uchun ular hisobga olinmaydi:

$$Y_e = \frac{Q \cos \alpha (L - a) + (Q \cdot \sin \alpha + P_j + P_{sh}) h + P_{il} \cos \gamma_{il} h'_{il}}{L}$$

(115) ifodadan P_{il} ni aniqlaymiz:

$$P_{il} = \frac{\varphi \cdot Q \cos \alpha (L - a) + \varphi \cdot h (Q \sin \alpha + P_j + P_{il})}{L - \varphi \cdot Q \cos \gamma_{il} h'_{il}} - \frac{L \cdot Q \sin \alpha + L \cdot P_f}{L - \varphi \cdot Q \cos \gamma_{il} h'_{il}} \quad (116)$$

Aniqlangan (116) ifodani (113) ga qo'yib, $M_{ag'd} = M$ shartga asosan ag'darilishning chekli burchagini topamiz. Ag'darilish paytida P_{il} , P_f va P_j ning ta'siri kam bo'lganligi uchun ular hisobga olinmaydi:

$$\operatorname{tg} \alpha_{cheg} = \frac{L \cdot a - a \cdot \varphi \cdot h'_{il} \cos \gamma_{il} - \varphi \cdot h'_{il} (L - a) \cos \gamma_{il}}{L(h - h'_{il} \cos \gamma_{il})} \quad (117)$$

Bu burchak **ag'darilishning dinamik burchagi** deyiladi. Ifodadan ko'rinib turibdiki, burchakning kattaligi og'irlik markazining va ilmoqning balandligi hamda qiyaligiga, g'ildirak bilan tuproq orasidagi ilashish koeffitsientiga bog'liq.

Zanjirli traktorlarda harakat vaqtidagi turg'unlik bosim markazining vaziyatiga bog'liq. Tashqi kuchlarning ta'siri esa bosim markazining joylashgan vaziyatini o'zgartiradi. Ag'daruvchi moment (24-chizma) traktorni A nuqta atrofida ag'darishga harakat qiladi:

$$M_{ag'd} = Q \cdot \cos \alpha \cdot h + x_{\delta} Y + P_{il} \cos \gamma_{il} \cdot h'_{il} + P_{il} \cdot \sin \gamma_{il} \cdot l,$$

Turg'un holatni mustahkamlovchi moment $M_m = Q \cdot \cos \alpha (a - l)$.

Turg'unlik sharti $M_{ag'd} = M_m$ dan bosim markazining koordinatasi x_{δ} topiladi:

$$x_{\delta} = \frac{Q \cos \alpha (a - l) - L(Q \sin \alpha + P_j)}{Q \cos \alpha + P_{il} \sin \gamma_{il}} - \frac{P_{il} \cos \gamma_{il} h'_{il} + P_{il} \sin \gamma_{il} h'_{il} \cdot l}{Q \cos \alpha + P_{il} \sin \gamma_{il}} \quad (118)$$

Turg'unlik sharti $0 < x_{\delta} < L$. Agar $L < x_{\delta} < 0$ bo'lsa, traktorning turg'unligi buziladi.

Nazorat uchun savollar

- ?
1. Bo'ylama turg'unlikning ta'rifini bering.
 2. Orqaga yoki oldinga ag'darilishning chekli burchagi deganda nimani tushunasiz?
 3. Statik holatdagi ag'daruvchi momentning paydo bo'lishi.
 4. Orqaga yoki oldinga ag'darilishning shartlarini ayting.
 5. Turg'unlik shartlarini ayting.
 6. Zanjirli traktorning bo'ylama turg'unligini o'ziga xos xususiyatlari.

18-§. KO'NDALANG TURG'UNLIK

Ko'ndalang qiyalikda turgan traktor yoki avtomobil yon tomonga ag'darilish paytida A nuqta atrofida aylanadi. Traktorning yonga sirg'anmasdan va ag'darilmasdan tura oladigan qiyaligini **ko'ndalang turg'unlikning statik chekli burchagi** deb ataladi va β_{cheg} bilan belgilanadi. Bu burchakni topish 25-chizmada ko'rsatilgan.

Shartli ravishda og'irlik markazi traktorning o'rta chizig'ida joylashgan deb qaraymiz. Qiyalikda turgan traktorga tuproqning tik reaksiyalari Y'_e va Y''_e , pastga sirg'anishga qarshilik qiluvchi kuchlar Z' va Z'' ta'sir etmoqda. Umumiy holda:

$$\left. \begin{aligned} Q \cdot \cos \beta &= Y'_e + Y''_e \\ Q \cdot \sin \beta &= Z' + Z'' \end{aligned} \right\} \quad (119)$$

Ag'darilish paytida $Y''_e = 0$; $Z''_e = 0$ bo'lsa, Q kuchning yo'nalishi A nuqtadan o'tadi. Statik chegaraviy

burchakni aniqlash uchun kuchlardan A nuqtaga nisbatan moment olamiz:

$$Q \cdot \sin \beta_{cheg} \cdot h = Q \cdot \cos \beta_{cheg} \cdot 0,5B$$

yoki

$$\operatorname{tg} \beta_{cheg} = \frac{0,5B}{h}. \quad (120)$$

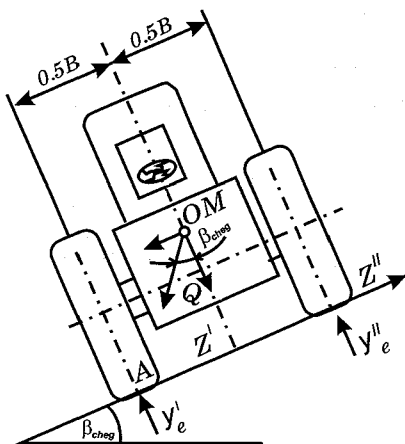
Lekin ag'darilish burchagiga yetib borishdan avval, traktor pastga sirg'anadi. Bu burchak ko'ndalang turg'unlikning chekli ag'darilish burchagidan kichik bo'lib, asosan g'ildirak bilan tuproq orasidagi ilashish koeffitsientiga bog'liq, ya'ni:

$$Q \cdot \sin \beta_{\varphi} = Z' + Z'' = \varphi_1 Q \cdot \cos \beta_{\varphi}$$

yoki,

$$\operatorname{tg} \beta_{\varphi} = \varphi_1 \quad (121)$$

bu yerda: φ_1 — ko'ndalang yo'nalish bo'yicha g'ildirak bilan tuproq orasidagi ilashish koeffitsienti.



25-*chizma*. Ko'ndalang turg'unligini aniqlash.

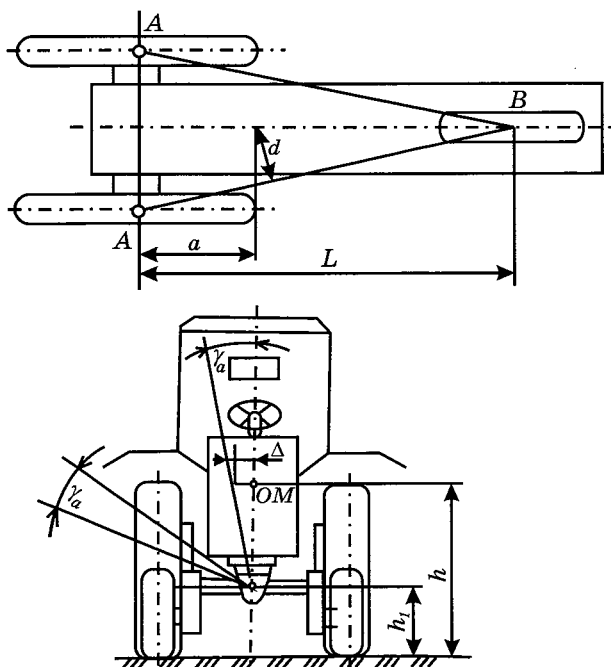
Koeffitsient φ_1 tuproqning mexanik xususiyatlari, shinaning naqshlari va tayanch yuzasining kattaligi, harakat yuzasining notekisliklariga bog'liq.

Oldingi g'ildiraklari yaqinlashtirilgan yoki uch g'ildirakli traktorlarning ag'darilishi AB o'q atrofida ro'y beradi (26-chizma). Shuning uchun bunday traktorlar bilan qiyalikdan tushishda yoki chiqishda ehtiyotkorlik chorasini ko'rish zarur. Qiyalikdan tushishda yoki chiqishda yonlab harakat qilish taqiqlanadi. Chunki bu vaqtda traktorning AB o'q bo'ylab aylanishiga imkon yaratiladi. Statik ag'darilishning chegaraviy burchagi traktorlar uchun quyidagicha:

$$\operatorname{tg} \beta_{\text{cheg}} = \frac{d}{h}, \quad (122)$$

bu yerda: d — turg'unlik yelkasi, m.

Ko'p traktorlarning oldingi o'qi tebranishni kamaytirish maqsadida ma'lum γ_a burchakka og'adigan qilib yasaladi (26-chizma). Burchak γ_a ning kattaligi maxsus qo'yilgan tayanch bilan chegaralanadi.



26-*chizma*. Ko'ndalang turg'unlikni aniqlash.

Natijada og'irlik markazi o'zining tekisligida e masofaga yon tomonga siljiydi:

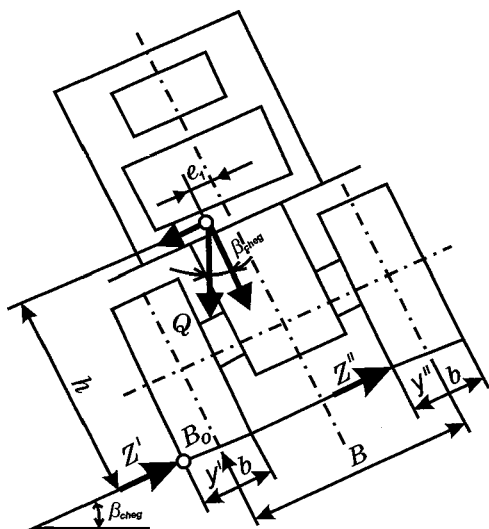
$$e = \frac{a}{L} \cdot \gamma_a(h - h_1);$$

$$\gamma_a = tg\gamma.$$

Bu holat traktorlarning turg'unligini pasaytiradi, chunki

$$tg\beta_{cheg} = \frac{d-e}{h}. \quad (123)$$

Bundan tashqari, qiyalikda turgan traktorning pastdagi g'ildiragi ko'proq yuklanadi. Natijada shu shi-
naning deformatsiyalanishi ortadi. Bu esa, og'irlik
markazini yanada yon tomonga siljishga olib keladi.
Ma'lumotlarga ko'ra, og'irlik markazining bunday
siljishlari traktor turg'unligini 6—8° gacha kamaytiradi.



27-c h i z m a. Zanjirli traktorning ko‘ndalang turg‘unligini aniqlash.

Zanjirli traktorlarning agʻdarilishi B_0 nuqta atrofida roʻy beradi, chunki zanjir zvenolari tuproqqa nisbatan deformatsiyalanmaydi deb qabul qilinadi (27-chizma). U holda:

$$tg \beta_{cheg} = \frac{0,5B - e_1}{h}, \quad (124)$$

bu yerda: e_1 — ogʻirlik markazidan traktorning markaziy oʻqigacha boʻlgan masofa, m.

Nazorat uchun savollar

- ?
1. Koʻndalang turgʻunlikka taʼrif bering.
 2. Koʻndalang turgʻunlikning chekli burchagini aniqlash shartini ayting.
 3. Yon tomonga asosan qaysi momentning taʼsirida aniqlanadi?
 4. Sirpanish burchagi qanday aniqlanadi?
 5. Uch gʻildirakli traktorning yonga agʻdarilishini tushuntiring.
 6. Zanjirli traktorning yonga agʻdarilishini tushuntiring.

19-§. EGRI CHIZIQLI HARAKATDAGI KOʻNDALANG TURGʻUNLIK

Traktor yoki avtomobilning qiyalikdagi ikki xil harakati 28-chizmada koʻrsatilgan. Bu yerda ikki holat tasvirlangan: 1) burilishning markazi qiyalikning pastki tomonida joylashgan (28-chizma, a); 2) burilishning markazi qiyalikning yuqorigi tomonida joylashgan (28-chizma, b).

Birinchi holatda ogʻirlik kuchidan tashqari markazdan qochma P_{mk} kuch taʼsir etib, bu kuch avtomobilni B nuqta atrofida agʻdarishga harakat qiladi:

$$Q \cdot \sin \beta - P_{mk} \cdot \sin \beta = Z' + Z'';$$

$$Q \cdot \cos \beta + P_{mk} \cdot \sin \beta = Y' + Y_e''.$$

Agʻdarilish paytida $Y_e' = 0$, $Z = 0$. Agʻdaruvchi moment quyidagicha yoziladi:

$$0,5B(Q \cos \beta + P_{mk} \sin \beta) + (Q \sin \beta - P_{mk} \cos \beta)h = 0 \quad (125)$$

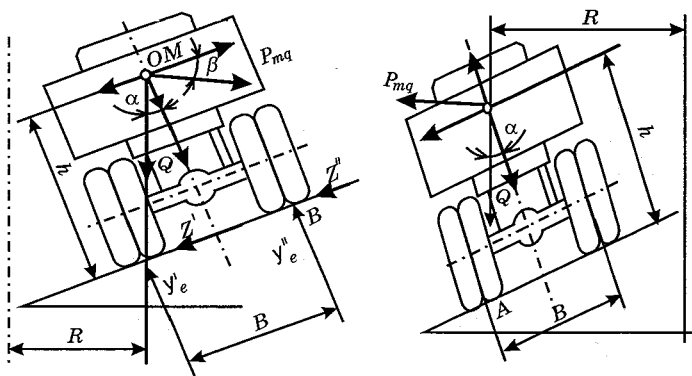
Markazdan qochma kuchning $P_{mk} = \frac{Q}{g} \cdot \frac{v^2}{R}$ ekanligini

hisobga olib, (125) tenglamadan v tezlikni topamiz:

$$v = \sqrt{g \cdot R \cdot \frac{\frac{B}{2h} + \operatorname{tg} \beta}{1 - \frac{B}{2h} \operatorname{tg} \beta}}, \quad m/s. \quad (126)$$

Bu tenglama konstruktiv parametrlari aniq bo'lgan mashina berilgan burilish radiusi va qiyalikda qanday tezlik bilan harakatlanishi kerakligini ko'rsatadi. Bu holatda turg'unlik burchagi ko'proq bo'ladi, chunki markazdan qochma kuchning qiymati doim $Q \cdot \sin \beta$ ga kichik.

Ikkinchi holat avtomobilning turg'unligi nuqtayi nazaridan qaralganda xavfli hisoblanadi. Chunki burilish paytida hosil bo'layotgan va avtomobilni ag'darishga harakat qilayotgan markazdan qochma kuchning miqdori doim $Q \cdot \sin \beta$ ga ko'p bo'ladi. Shuning uchun avtomobilning bu holatda yuqori tezlikda harakat qilishi yoki traktorning qiyalikda yuqoriga yonlab chiqishi xavflidir, bunday harakatga yo'l qo'yib bo'lmaydi. Bu



28-chizma. Qiyalikda burilayotgan avtomobilga ta'sir qiluvchi kuchlar.

holat uchun (126) ifodada burchak β ning manfiy qiyamatini olish kerak. Avtomobilning turg'unlik sharti:

$$P_{mk}(h \cos \beta - 0,5 \sin \beta) < Q(0,5B \cos \beta + h \sin \beta) \quad (127)$$

Demak, burilish radiusi R qanchalik katta bo'lsa va avtomobilning kengligi (koleyasi) B og'irlik markazining balandligi h dan qancha ko'p bo'lsa hamda burilish markazi qiyalik pastida joylashgan bo'lsa (burchak musbat bo'lsa), turg'unlik shunchalik mustahkam bo'ladi.

Avtomobil manfiy burchakli qiyalikda yuqori tezlikda harakat qilsa va undagi yuk baland qilib joylashtirilgan bo'lsa, turg'unlik past bo'ladi.

Nazorat uchun savollar



1. Egri chiziqli harakatda avtomobilning turg'unligini pasaytiruvchi omilni ayting.
2. Turg'unlik nuqtayi nazaridan yo'llarning egrilik markazini joylanishini ayting.
3. Egri chiziqli harakatdagi kritik tezlikka tavsif bering.

20-§. G'ILDIRAKLAR YONAKI SURILGANDAGI MASHINANING TURG'UNLIGI

Ba'zan harakat vaqtida (asosan avtomobillarda) g'ildiraklarning yonaki surilishi ro'y beradi. Bu vaqtda oldingi yoki orqa g'ildiraklar yon tomonga sirg'anadi, natijada avtomobilning to'g'ri chiziqli harakati buziladi.

Yo'l yuzasining notekisligi, ya'ni qobirg'alarning paydo bo'lishi, yo'lning namligi, tezlanish va tormozlanishning intensivligi, ko'ndalang qiyalikdagi harakat va boshqa sabablar natijasida yonaki surilish ro'y berishi mumkin. Yonaki surilish oldingi g'ildirakda, orqa g'ildirakda yoki ikkalasida ham bir vaqtda ro'y berishi mumkin.

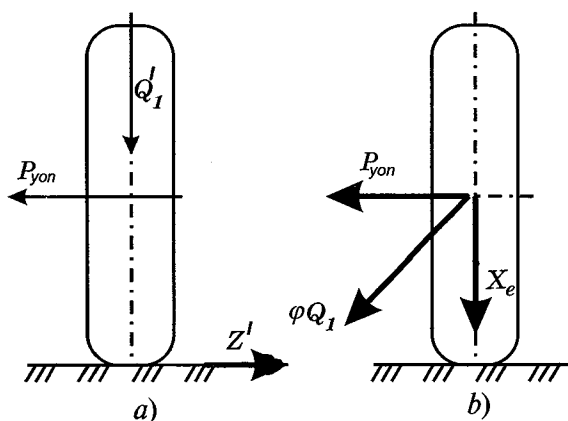
Yonaki surilishga asosan yondan ta'sir etayotgan kuch sabab bo'ladi. Agar g'ildirakka yonaki kuch P_{yon} ta'sir etsa, u albatta tuproqda reaksiya kuchi z' ni hosil qiladi. Agar yonaki kuch P_{yon} tuproqning maksimal

ilashish kuchi $z'_{max} = \varphi \cdot Q'_1$ dan kichik bo'lsa, g'ildirak yo'nalishini o'zgartirmaydi. Lekin $P_{yon} > Z'_{max}$ bo'lgan holda g'ildirak yon tomonga sirg'anadi (29-chizma, a).

Ma'lumki, harakat vaqtida bu kuchlardan tashqari harakat yo'nalishi bo'ylab X_e reaksiya kuchi hosil bo'ladi. Bu kuchning borligi esa yonaki surilishning yo'nalishiga ta'sir etadi (29-chizma, b). Bu vaqtda yonaki surilishning sababi bo'lgan yonaki kuchning qiymati quyidagicha topiladi:

$$P_{yon} = \sqrt{(\varphi \cdot Q'_1)^2 - X_e^2} \quad (128)$$

Bu ifoda shuni ko'rsatadiki, urinma kuch X_e bo'lmasa, g'ildirakning yonaki surilishi uchun $P_{yon} = \varphi \cdot Q'_1$ bo'lish kifoya. Urinma kuchning bo'lishi esa yonaki kuchning miqdorini kamaytiradi, urinma kuch qancha katta bo'lsa, yonaki kuch shuncha kichik bo'ladi, ya'ni urinma kuch qancha katta bo'lsa, g'ildirakning yonaki surilishi uchun shunchalik oz miqdorda yonaki kuch talab qilinadi. Demak, yonaki surilish yetakchi g'ildirakda ko'proq uchraydi.



29-chizma. Shinaning yonaki sirpanish jarayoni.

Yetakchi bo'lmagan oldingi g'ildirakning yonaki surilishi unchalik xavfli hisoblanmaydi, chunki hosil bo'layotgan markazdan qochma kuch yonaki surilishga

qarshilik ko'rsatadi. Orqa yetakchi g'ildiraklarning yonaki surilishi xavflidir, bunda markazdan qochma kuch ham bu jarayonga yordam beradi, chunki ularning yo'nalishi bir xil bo'lib qoladi. Bu holni to'xtatish uchun orqa va oldingi g'ildiraklarni yonaki surilish yo'nalishi tomon burish shart. Aks holda, yonaki surilish kuchayadi.

Orqa hamda oldingi g'ildiraklar bir paytda yonaki surilganda (bu asosan, burilish paytida sodir bo'ladi) burilish radiusi qisqarib turg'unlikning yo'qolish holati ro'y beradi. Shuning uchun burilish paytida tezlik pasaytirilishi kerak (ayniqsa, nam yo'llarda).

Nazorat uchun savollar



1. G'ildiraklarni yonaki surilishi deganda nimani tushunasiz?
2. Yonaki surilishni keltirib chiqaradigan omillarni sanang.
3. Yonaki surilish qaysi g'ildirakda ko'p uchraydi?
4. Yetakchi g'ildirakning yonaki surilishini kamaytirish uchun qanday tadbir qo'llaniladi?

V B O B

TRAKTORNING TORTISH DINAMIKASI

21-§. TRAKTORNING QUUVAT BALANSI VA TORTISHNING POTENSIAL TASNIFI

Traktor yoki avtomobilning tortish xususiyatlarini baholashda hozirgacha kuch balansidan foydalandik, ya'ni urinma tortish kuch P_u ni barcha qarshilik kuchlari bilan solishtirdik. Bu esa tezlik va tezlanish hamda qarshilikni yengish kabi masalalarni yechishga imkon beradi. Xuddi shu masalalar dvigatel quvvati biror qarshilikni yengish uchun taqsimlanishi bo'yicha ham aniqlanishi mumkin. Bundan tashqari, quvvat bo'yicha ish ko'rishda traktorning umumiy foydali ish koeffitsientini ham aniqlash mumkin bo'ladi.

Traktor yoki avtomobilning tortish xususiyatlarini ularning quvvati orqali o'rganish uchun quvvat balansi tenglamasi tuziladi.

Ish vaqtida dvigatel quvvatining taqsimlanishini ko'rsatuvchi tenglama **quvvat balansi** deb ataladi.

Qarshiliklarni yengish va foydali ish bajarishga sarf bo'lgan quvvatlarning yig'indisi dvigatelning samarali quvvatiga teng bo'lishi kerak. Shuning uchun quvvat balansi tenglamasi quyidagi ko'rinishga ega bo'ladi:

$$N_e = N_{tr} + N_{il} + N_{uz} + N_{kov} + N_{\delta} + N_f \pm N_i \pm N_j + N_x, \quad (129)$$

bu yerda: N_{tr} – transmissiyadagi mexanik yo'qotishlarga sarflanayotgan quvvat; N_{il} – foydali ish bajarish uchun sarflanayotgan quvvat; N_{uz} – quvvat olish valining uzatmasidagi mexanik yo'qotishlarga sarflanayotgan quvvat; N_{kov} – quvvat olish vali orqali foydali ish bajarish uchun sarflanayotgan quvvat; N_{δ} – shataksirashdagi sarfni hisobga oluvchi quvvat; N_f – g'ildirakning g'ildirashiga qarshilikni yengish uchun sarflanayotgan quvvat; N_i – yuqoriga chiqish uchun sarflanayotgan quvvat; N_j – harakat tezligini o'zgartirish uchun sarflanayotgan quvvat; N_x – havoning

qarshiligini yengish uchun sarflanayotgan quvvat. Sanab o'tilgan barcha quvvatlar kW da o'lchanadi.

Traktor yoki avtomobil **yuqoriga tezlanish** bilan ko'tarilayotgan bo'lsa, tenglamada N_i va N_j musbat, harakat **pastga** bo'lib va **sekinlanuvchan** bo'lsa, manfiy bo'ladi. Tenglama traktor uchun tuziladigan bo'lsa N_x , avtomobil uchun bo'lsa, N_{uz} va N_{gov} tushirib qoldiriladi.

Ayrim quvvatlar bilan tezlik orasidagi umumiy bog'lanish quyidagicha bo'ladi:

$$\left. \begin{aligned} N_{il} &= 0,001 \cdot P_{il} \cdot v \\ N_f &= 0,001 \cdot f \cdot Q \cdot \cos \alpha \cdot v \\ N_i &= 0,001 \cdot Q \cdot \sin \alpha \cdot v \\ N_j &= 0,001 \cdot P_j \cdot v \\ N_{sh} &= 0,001 \cdot P_{sh} \cdot v \\ N_{\delta} &= 0,001 \frac{P_{il} \cdot v \cdot \delta}{1 - \delta} \end{aligned} \right\} \quad (130)$$

bu yerda: tezlik m/s, kuchlar esa N da o'lchanadi.

Agar transmissiyaning foydali ish koeffitsienti qiy-mati η_{tr} ma'lum bo'lsa, N_{tr} quyidagicha topiladi:

$$N_{tr} = N_e (1 - \eta_{tr}) \quad (131)$$

U holda quvvat balansi tenglamasining quyidagi ko'rinishiga ega bo'lamiz (quvvat olish vali (QOV) ish-lamaganda):

$$N_e = 0,001 \frac{v}{\eta_{tr}} \left(\frac{P_f}{1 - \delta} + f \cdot Q \cdot \cos \alpha \pm Q \cdot \sin \alpha \pm P_j \right) \quad (132)$$

Traktorning gorizonta l yuzadagi tekis harakati uchun:

$$N_e = N_{tr} + N_{il} + N_{uz} + N_{gov} + N_{\delta} + N_f. \quad (133)$$

Bu tenglamadan traktomi tortish xususiyatini bel-gilovchi ikkita paramet rni aniqlash mumkin:

1. Traktorning umumiy foydali ish koeffitsienti (FIK) η

$$\eta = \frac{N_{il} + N_{gov}}{N_e} \quad (134)$$

2. Traktorning ilgagidagi foydali ish koeffitsienti (FIK) η_{tor}

$$\eta_{tor} = \frac{N_{il}}{N_e} \quad (135)$$

Agar bir vaqtning o'zida quvvat olish vali ham ishlayotgan bo'lsa

$$\eta_{tor} = \frac{N_{il}}{N_e - (N_{uz} + N_{gov})} \quad (136)$$

Ikkinchidan, ilgakdagi foydali ish koeffitsienti (FIK) quyidagicha topilishi mumkin:

$$\eta_{tor} = \eta_{\delta} \cdot \eta_{tr} \cdot \eta_f, \quad (137)$$

bu yerda: η_{δ} — shataksirashdagi foydali ish koeffitsienti; η_f — g'ildiraklardagi g'ildirashga qarshilikni yengish foydali ish koeffitsienti.

Transmissiyaning foydali ish koeffitsienti (9) ifoda orqali yoki tajribada aniqlanishi mumkin. Buning uchun dvigatelning burovchi momenti va g'ildirakdagi yetakchi moment aniqlanishi kerak (aniqlash metodikasi maxsus adabiyotlarda bayon qilingan). Ikkala moment aniq bo'lgan holda transmissiyaning FIK (4) ifoda orqali aniqlanadi.

Shataksirashdagi FIK η_{δ} ni aniqlash uchun shataksirash koeffitsienti δ ni aniqlash zarur. Tajriba yo'li bilan aniqlash usuli yuqorida ko'rib o'tilgan. Nazariy yo'l bilan aniqlash uchun empirik formulalar mavjud. Shulardan biri professor B.Y. Ginsburg formulasidir:

G'ildirakli traktor uchun:

$$\left. \begin{aligned} \delta &= 0,13 \frac{P_{il}}{\gamma_e \cdot \varphi \cdot Q_e} + 0,013 \left(\frac{P_{il}}{\gamma_e \cdot \varphi \cdot Q_e} \right)^8 \\ \text{Zanjirli traktor uchun,} \\ \delta &= 0,04 \frac{P_{il}}{\varphi \cdot Q} + 0,4 \left(\frac{P_{il}}{\varphi \cdot Q} \right)^8 \end{aligned} \right\} \quad (138)$$

bu yerda: λ_e — yetakchi g'ildiraklarning yuklanish koeffitsienti.

G'ildiraklardagi g'ildirashga qarshilikni yengish FIK η_f ni topish uchun bir vaqtning o'zida P_u va P_{il} ni aniqlash zarur. Agar g'ildirash radiusi aniq bo'lsa:

$$P_u = \frac{M_{yetak}}{r_d}.$$

Agar faqat ilgakdagi P_{il} aniq bo'lsa, η_f ni quyidagicha aniqlash mumkin:

$$\eta_f = \frac{P_{il}}{P_{il} + P_f}, \quad \text{bu yerda } P_f = f \cdot Q.$$

G'ildirashga qarshilik koeffitsienti yurish qismining turiga va tuproqning xiliga qarab tanlanadi.

Yuqoridagi ifodalardan topilgan η_{tor} tekis harakat uchun bo'lib, ular η_{tor} ning ilgakdagi kuchga nisbatan o'zgarish dinamikasini yaqqol ko'rsatmaydi. O'zgarish dinamikasi va unga ta'sir etuvchi omillarni o'rganish uchun quvvat balansi chizmasini chizamiz. Quvvat balansining chizmasi professor D.A. Chudakov uslubi bo'yicha chiziladi.

Bunday chizma avval, pog'onasiz uzatmaga ega bo'lgan traktorlar uchun bajariladi. Chunki ularda ilgakdagi qarshilikning miqdori qanday bo'lishidan qat'i nazar, tezlikni avtomatik boshqarish bilan traktor dvigateli nominal yuklanadi. Chizmani qurish uchun avvaldan tajribada yoki nazariy yo'l bilan aniqlangan shatak-sirash koeffitsienti δ va g'ildirashning qarshilik koeffitsienti f ning bir qancha qiymatlari aniq bo'lishi lozim. Chizmasini qurish uchun absissa o'qiga ilgakdagi P_{il}

kuch, ordinata o'qiga esa N , v_n , δ , f kabi parametrlar qo'yiladi (30-chizma). Ordinata o'qiga nominal quvvat N_n qo'yiladi. Dvigatel doim nominal yuklangani uchun N_n ning qiymati ilgakdagi kuchning o'zgarishi bilan bir xil qoladi. Transmissiyadagi ishqalanish kuchlarini yengishga sarflanayotgan quvvat N_r ham P_{il} ga nisbatan o'zgarmas. U $N_r = N_n (1 - \eta_{tr})$ ifoda orqali topiladi.

To'g'ri chiziqlar N_n , N_r orasidagi qism transmissiyadagi yo'qotishlarni ko'rsatadi.

Qolgan qismi $N_u = N_n - N_r$ esa, shataksirashni yengishga, g'ildiraklarning g'ildirashiga va foydali ish bajarishga sarflanadi. Shataksirashni yengishga sarflanayotgan quvvat $N_\delta = \delta \cdot N_u$, g'ildiraklarning g'ildirashiga sarflanayotgan quvvat esa, $N_f = 0,001 \cdot f \cdot Q \cdot v_n (1 - \delta)$ dan aniqlanadi. Bu yerda:

$$v_n = \frac{1000 N_u}{P_{il} + f \cdot Q}$$

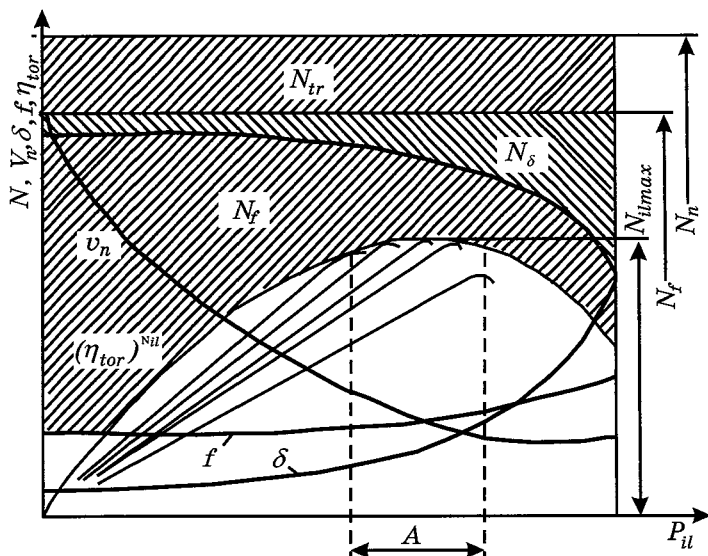
Aniqlangan kattaliklarning o'zgarish chizmasi 30-chizmada tasvirlangan. Barcha sarflardan qolgan quvvat N_{il} hisoblab topiladi.

Agar N_n kesmani $\eta_{tor} \cdot 100\%$ desak, u holda, qolgan qismi, ya'ni N_{il} egri chizig'i pog'onasiz uzatmali transmissiyaga ega bo'lgan traktorning tortishdagi foydali ish koeffitsienti η_{tor} bo'ladi. Hosil bo'lgan egri chiziq N_{il} tortishning potensial tasnifi deyiladi, chunki bu chizmasi ideal holat uchun, ya'ni tezlikni avtomatik boshqarishda yuklanish nominal degan shartga asosan qurilgan.

Bu tasnif yordamida turli traktorlarning qaysi tortish zonasida ishlashi kerakligi aniqlanadi. Agar traktor N_{il} eng ko'p bo'lgan zonada ishlasa η_{tor} shuncha ko'p bo'lib, uning ish samarasi ham katta bo'ladi. Aks holda, agregatning ish unumi past bo'lib, yonilg'i sarfi ortib ketishi mumkin. Shuning uchun har bir traktorning tortish zonasini aniqlash va shu zona asosida ishlatish katta ahamiyatga ega. Shu asosda qabul qilingan yagona traktorlar majmuyida har bir sinfdagi traktorlar uchun tortish zonasi aniq belgilangan.

Majmuaga ko'ra, qishloq xo'jaligi traktorlari uchun 7 ta sinf ajratilgan, ularning ilagida 6 kN; 9 kN; 14 kN;

20 kN; 30 kN; 40 kN; 50 kN ga teng bo'lgan kuch hosil bo'lishi kerak. Bu kuch me'yoriy 15—18 % namlikka ega bo'lgan, haydalmagan yerda ishlayotgan traktorning ilgagida namoyon bo'lib shataksirash koeffitsienti 4×2 g'ildirakli traktorlar 18% dan, 4×4 traktorlarda 16% dan, zanjirli traktorlar uchun 5% dan ortmasligi shart.



30-chizma. Tortishning potentsial tasnifi.

Har bir sinfda bir necha modifikatsiyali traktorlar bo'lishi mumkin. 6 kN, 9 kN, 14 kN tortish sinfidagi traktorlar g'ildirakli chopiq traktorlari: 20 kN, 30 kN tortish sinfi zanjirli traktorlar; 40 kN, 50 kN tortish sinfi esa, shataxchi traktorlardan iborat.

Yuqoridagi chizmadan ko'rinib turibdiki, $N_\delta + N_f$ eng kichik bo'lgan zonada N_{II} katta, chunki bu zonada $\eta_f \cdot \eta_\delta$ ham ko'p. Shuning uchun real sharoitda η_δ va η_f ni kamaytirish katta amaliy ahamiyatga ega.

Traktor pog'onali uzatmaga ega bo'lsa, ularning tasnifi qanday qurilishini ko'ramiz. Avval har bir pog'onaning tasnifi shu traktor uchun chizilgan potentsial tasnifdagi N_{II} maksimal bo'lgan A zonada joylashishi zarur.

Bu esa, har bir uzatmada η_{tor} ning qiymati yuqori bo'lishini ta'minlaydi. Agar shataksirash koeffitsienti chegaradan ortib ketmasa, dvigatel quvvati N_n bo'lganda, ilgakda maksimal $N_{il,max}$ quvvat hosil bo'ladi va bu nuqta tortishning potentsial tasnifida yotadi.

Agar shataksirash yuqori bo'lsa, dvigatel nominal quvvatga yetmay turib, ilgakdagi quvvat pasayishi mumkin (punktir chiziq). Chunki bu sharoitda dvigatelni nominal yuklash mumkin bo'lmay qoladi. Bu hol, asosan, g'ildirakli traktorlarda sodir bo'ladi.

Nazorat uchun savollar

- ?
1. Quvvat balansi tenglamasi deganda nimani tushunasiz?
 2. Quvvat balansi tenglamasiga kiruvchi kattaliklarni sanab bering.
 3. Quvvat balansi tenglamasiga kiruvchi barcha kattaliklarga ta'rif bering.
 4. Traktorning umumiy va tortishdagi foydali ish koeffitsientlariga ta'rif bering.
 5. Tortishning potentsial tasnifidagi har bir yuzaga ta'rif bering.
 6. Tortishning potentsial tasnifi bilan real traktorning tortish tasnifini farqini ayting.
 7. Potentsial tasnifdagi «A» zonaga ta'rif bering.

22-§. TRAKTORNI TORTISH KUCHI BO'YICHA HISOBLASH VA TORTISHNING NAZARIY TASNIFI

Traktorlarni tortish kuchi bo'yicha hisoblashda uning vazifasiga, qanday qishloq xo'jaligi ishlarini bajarishga mo'ljallanganligiga va yurish qismining turiga qaraladi. Qishloq xo'jaligi mashinasining ish vaqtidagi maksimal qarshiligini hisobga olgan holda, traktorning ilgagidagi nominal kuch P_n quyidagicha aniqlanadi:

$$P_n = \frac{P_{ag}}{\eta_t}, \quad (139)$$

bu yerda: P_{ag} — agregatning qarshiligi, N ; η_t — tortish kuchining foydali ish koeffitsienti.

Haydash ishlari uchun $\eta_{lor} = 0,85-0,95$; boshqa ishlarda $\eta_{lor} = 0,95-0,98$.

Ilgakdagi nominal kuch aniqlangandan so'ng, hisoblanayotgan traktorning majmuadagi o'rni belgilanadi. Lekin loyihalalanayotgan traktor faqatgina o'zining sinfiga tegishli bo'lgan ishlarni bajarmay, balki qo'shni sinfdagi traktorlar bajaradigan ishlarning bir qismini ham bajarishi zarur. Bu esa, traktorni ishlatish sohasini kengaytiradi. Bu holni traktorning *nazariy tortish* diapazoni degan kattalik hisobga oladi va u quyidagicha aniqlanadi:

$$\delta_t = \xi \frac{P_n}{P_{n_1}}$$

bu yerda: ξ — traktor tortish zonasining kengayishini hisobga oluvchi koeffitsient; P_{n_1} — qo'shni sinfdagi traktorning ilgagidagi kuch, N.

Yuqoridagi kattaliklar aniqlangach, traktorning asosiy ko'rsatkichlarini aniqlashga o'tiladi. Asosiy ko'rsatkichlar quyidagilardir:

1. *Traktor og'irligi.*
2. *Transmissiyaning uzatishlar soni yoki harakat tezligi.*
3. *Dvigatelning quvvati.*

1. Traktorning og'irligini aniqlash. Traktorning og'irligi shataksirashning kattaligi, foydali ish koeffitsienti va ilgakdagi kuchning miqdoriga bog'liq. Shuning uchun traktorni loyihalashda va ishlatishda uning og'irligini to'g'ri hisoblash alohida ahamiyatga ega.

Ishlatish vaqtida traktorning og'irligini ko'paytirish hamda kamaytirish mumkin. Haddan tashqari kamaytirish g'ildiraklarning g'ildirashiga sarf bo'layotgan quvvatni kamaytiradi va ilashish og'irligi kamligi tufayli shataksirash ko'payadi, natijada η_{lor} kamayib ketadi. Aksincha, og'irlik ko'paytirilsa, g'ildiraklarning g'ildirashiga quvvat ko'p ketadi. Traktorning og'irligi ikki xil bo'ladi:

1. Sof (konstruktiv) og'irlik Q_k .

2. To'la yoki ekspluatatsion og'irlik Q_e .

Qo'shimcha asbob-uskuna, ballast, yonilg'i va traktor haydovchisiz traktorning og'irligiga **sof og'irlik** deyiladi.

Ekspluatatsion og'irlikning o'zi ikki xil bo'ladi: minimal to'la og'irlik — $Q_{e,min}$ va maksimal to'la og'irlik — $Q_{e,max}$.

Minimal to'la og'irlik sof og'irlik va asbob-uskuna hamda traktor haydovchisining og'irligidan tashkil topadi:

$$Q_{e,min} = 1,1 \cdot Q_k.$$

Maksimal ekspluatatsion (to'la) og'irlik $Q_{e,max}$ ish sharoitiga qarab ballastlarni qo'yish, g'ildiraklarning ichiga suyuqlik quyish kabi usullar yordamida doim o'zgarib turadi. Bu og'irlik shunday tanlanishi kerakki, traktor o'zining sinfiga taalluqli ishni belgilangan sharoitda, ilgakdagi nominal kuch bilan bajarayotganda shataksirash koefitsienti yo'l qo'yilgan chegaradan chiqib ketmasligi kerak. Buning uchun tortishning ilashish bo'yicha maksimal kuchi qarshiliklar yig'indisidan kam bo'lmasligi lozim, ya'ni:

$$\varphi_e \cdot \lambda_e \cdot Q_{e,max} \geq P_{il,max} + f_e \cdot Q_{e,max} \quad (140)$$

bu yerda: λ_e — yetakchi g'ildirakning yuklanish koefitsienti; f_e — yetakchi g'ildiraklarning g'ildirashiga bo'lgan qarshilik koefitsienti.

Yuqoridagi ifodadan quyidagini yozish mumkin:

$$Q_{e,max} \geq \frac{P_{il,max}}{\varphi_e \cdot \lambda_e - f_e}. \quad (141)$$

Zanjirli traktorlar va 4x4 sxemali g'ildirakli traktorlar uchun $f_e = 1$. Birlamchi hisoblar uchun $\lambda_e = 0,5—0,65$ deb olish mumkin. Ballastning og'irligi quyidagi ifoda orqali topiladi:

$$Q_\delta = \lambda_e (Q_{e,max} - Q_{e,min}) \quad (142)$$

Ko'p hollarda traktorlar transport ishlarida foydalaniladi. Pritsep bilan yuqoriga harakat qilayotgan traktorning og'irligini aniqlash sharti quyidagicha:

$$\varphi_e \cdot \lambda_e \cdot Q \cdot \cos \alpha \geq f_e \cdot Q \cdot \cos \alpha + Q \cdot \sin \alpha + \\ + f_t \cdot Q_t \cdot \cos \alpha + Q_t \cdot \sin \alpha,$$

bu yerda: Q_t — pritsep og'irligi; f_t — pritsep g'ildiragining g'ildirashiga qarshilik koeffitsienti.

Yuqoridagi ifodadan quyidagini yozish mumkin:

$$Q_{e,\max} = \frac{Q_t(f_{til} \cdot \cos \alpha + \sin \alpha)}{(\lambda_e \cdot \varphi_e - f_e) \cos \alpha - \sin \alpha}.$$

Agar traktorning og'irligi va ilgakdagi kuch aniq bo'lsa, berilgan qiyalikda pritsepning og'irligi qancha bo'lishini aniqlash mumkin:

$$Q_t = \frac{P_{il} - Q \sin \alpha}{f_t \cdot \cos \alpha + \sin \alpha}. \quad (143)$$

Transmissiyaning uzatishlar sonini aniqlash. Dvigatelning burovchi momenti bilan tortish kuchi orasida quyidagicha bog'lanish bor:

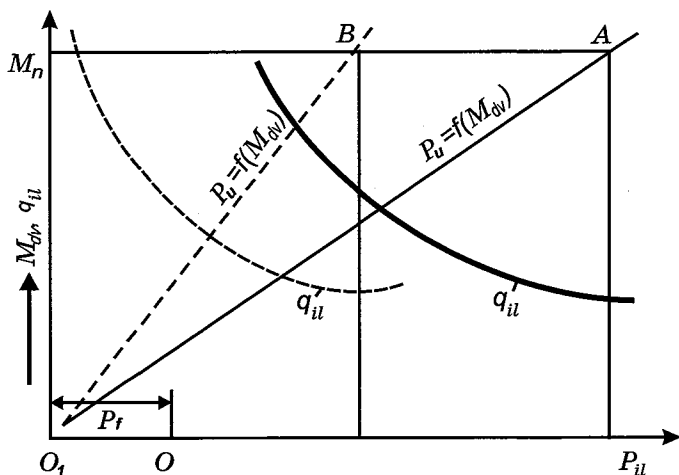
$$P_u \cdot r_d = M_{dv} \cdot i_{tr} \cdot \eta_r$$

Berilgan traktor uchun $\frac{\eta_{tr}}{r_d}$ nisbatan o'zgarmas qiyamatga ega. Shuning uchun quyidagini yozish mumkin:

$$P_u = A \cdot M_{dv} \cdot i_{tr}$$

Bu to'g'ri chiziq tenglamasidir. Agar $P_u = P_{il} + P_f$ hisobga olinsa, yuqoridagi tenglamaning chizmasi 31-chizmada ko'rsatilgan ko'rinishga keladi. Bu yerda M_n maksimal urinma kuch $P_{u,\max}$ ga to'g'ri keladi. Shu shaklda berilgan uzatma uchun yonilg'ining solishtirma sarfi ham ko'rsatilgan. Shakldan ko'rinib turibdiki, yonilg'ining minimal sarfi nominal moment M_n yoki

$P_{u,max}$ ga to'g'ri keladi. Shu qiymatdan R_u ning biror tomonga siljishi yonilg'ining ko'p sarflanishiga olib keladi.



31-c h i z m a. $P_u=f(M_{dv})$ funksiyaga oid noursimon diagramma.

Ekspluatatsion sharoitda dvigatel asosan, nominal yuklanishda bo'lmaydi. Ma'lum yuklanishdagi dvigatel burovchi moment M_{dv} ning nominal burovchi momentiga nisbati *dvigatelning yuklanish koeffitsienti* deyiladi va ε_{yu} bilan belgilanadi:

$$\varepsilon_{yu} = \frac{M_{dv}}{M_n}$$

Traktorning ilgagidagi kuch nominal qiymatidan kam bo'lsa dvigatelning burovchi momenti, yuklanish koeffitsienti va agregatning ish unumi kamayib, yonilg'i sarfi ortib ketadi. Demak, traktor berilgan uzatmada tejamli ishlamaydi. Shuning uchun har xil qiymatli ilgakdagi kuch bilan traktorning ishlashini ta'minlash maqsadida ularga uzatmalar soni i_r ni o'zgartirishga imkon beruvchi pog'onali uzatmalar qutisi qo'yilgan. Uzatmalar qutisi orqali uzatishlar soni i_r kamaytirilsa, shunga bog'liq ravishda P_u ham o'zgaradi. Bu o'zgarish

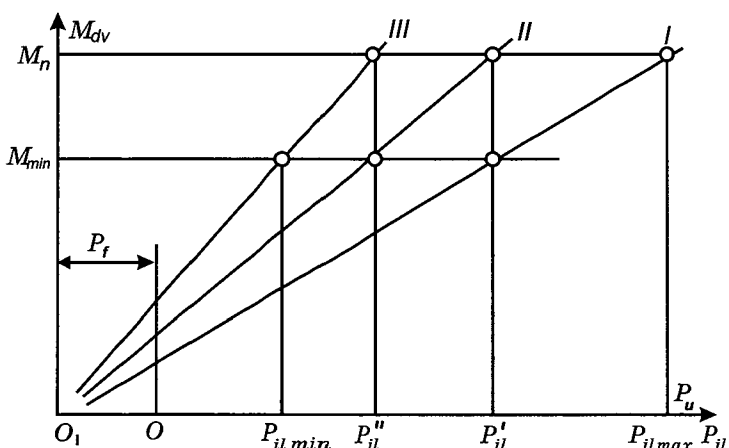
31-chizmadagi O_1B chiziq orqali ko'rsatilgan. Shunga bog'liq ravishda yonilg'ining solishtirma sarfi grafigi ham chap tomonga siljiydi va ilgakdagi kuchning kam miqdorida ham minimal yonilg'i sarfi ta'minlanadi.

Demak, traktorlarda qo'llanilgan uzatmalar qutisi-ning uzatmalar sonini to'g'ri belgilash agregatning ish unumi va samaradorligini oshiradi.

Uzatmalar sonini aniqlashning keng tarqalgan usuli geometrik progressiya tamoyiliga asoslanadi. Geometrik progressiya tamoyili asosida uzatmalar soni aniqlangan-da, dvigatelning minimal yuklanishi har bir uzatmada bir xil bo'ladi. Shu shart bilan qurilgan nursimon dia-gramma 32-chizmada ko'rsatilgan.

Transmissiyaning *I*, *II* va *III* uzatmalariga to'g'ri keluvchi uzatishlar soni i_I , i_{II} va i_{III} bilan belgilanadi. Har bir uzatma uchun minimal yuklanish koeffitsienti quyidagicha:

$$\chi = \frac{M_{dv \min}}{M_n} = \text{const}$$



32-*chizma*. Uzatmalarning geometrik qatoriga oid nursimon diagramma.

Har bir uzatmada dvigatelning nominal yuklanishi va minimal yuklanishi bir xil bo'lganligi uchun quyidagini yozish mumkin:

$$\left. \begin{aligned} M_n &= \frac{P_{il \max} + P_f}{A \cdot i_I} = \frac{P'_{il} + P_f}{A \cdot i_{II}} = \frac{P''_{il} + P_f}{A \cdot i_{III}} \\ M_{dv \min} &= \frac{P'_{il} + P_f}{A \cdot i_I} = \frac{P'_{il} + P_f}{A \cdot i_{II}} = \frac{P_{il \min} + P_f}{A \cdot i_{III}} \end{aligned} \right\} (144)$$

bu yerdan, $P'_{il} + P_f$ va $P''_{il} + P_f$ ni topamiz:

$$\left. \begin{aligned} P'_{il} + P_f &= \frac{i_{II}}{i_I} (P_{il \max} + P_f) = \frac{i_I}{i_{III}} (P_{il \min} + P_f) \\ P'_{il} + P_f &= \frac{i_{III}}{i_I} (P_{il \max} + P_f) = \frac{i_{II}}{i_{III}} (P_{il \min} + P_f) \end{aligned} \right\} (145)$$

Ikkala ifodani bo'laklab bir-biriga bo'lsak, geometrik progressiya talabiga javob beruvchi quyidagi ifodani olamiz:

$$\frac{i_{III}}{i_{II}} = \frac{i_{II}}{i_I}.$$

Geometrik progressiyaning maxrajini q bilan belgilasak,

$$i_{II} = i_I \cdot q, i_{III} = i_{II} \cdot q = i_I \cdot q^2.$$

Bu ifodani (145) ifodaning birinchisiga qo'yib q ni topamiz:

$$q = \sqrt[3]{\frac{P_{il \min} + P_f}{P_{il \max} + P_f}} = \sqrt[3]{\frac{P_{u \min}}{P_{u \max}}}$$

Agar transmissiya asosiy pog'onalarining soni z ga teng bo'lsa,

$$q = z - \sqrt{\frac{P_{il \min}}{P_{il \max}}} \quad (146)$$

Asosiy uzatmalarning soni talab qilinadigan asosiy tezliklar diapazoni bo'yicha aniqlanadi. Asosiy tezliklar diapazoni quyidagicha topiladi:

$$\delta_{\bar{o}} = \frac{v_{nz}}{v_{n_1}} \quad (147)$$

bu yerda: v_{nz} — eng yuqori ishchi uzatmadagi nazariy tezlik; v_{n_1} — berilgan birinchi ishchi uzatmadagi tezlik.

Asosiy uzatmalar qatorining strukturasi (tuzilmasi) quyidagicha:

$$\frac{v_{nz}}{v_{nz-1}} = \frac{v_{nz-1}}{v_{nz-2}} = \dots = \frac{v_{n_2}}{v_{n_1}} = q. \quad (148)$$

Bu (147) va (148) ifodalardan quyidagi bogʻlanishga ega boʻlamiz:

$$\delta_v = q^{z-1}.$$

Birinchi tezlikni tanlab yuqori tezlik (147-ifoda orqali) va oraliq tezliklarni quyidagicha topish mumkin:

$$v_{n_1} — \text{berilgan,}$$

$$v_{n_2} = v_{n_1} \cdot q$$

$$v_{n_3} = v_{n_2} \cdot q = v_{n_1} \cdot q^2.$$

.....

$$v_{nz} = v_{n_1} \cdot q^{z-1}$$

Bundan tashqari, traktorlar maxsus pastki tezliklarga ega boʻlib, ular traktor bajarayotgan ishning texnologik jarayoniga asosan aniqlanadi. Transmissiya uzatmalar soni va nominal tezligi traktorning vazifasi va yurish qismiga qarab belgilanadi. Zanjirli traktorlar uchun bitta transmissiya uzatmasi, gʻildirakli traktorlar uchun esa ikkita belgilanadi. Hozirgi vaqtda pogʻonasiz transmissiya yaratish va uni amalda ishlatish borasida keng ish olib borilmoqda.

Dvigatel quvvatini aniqlash. Dvigatel quvvati traktorni tortish va tezliklar parametrlarini hisobga olgan holda aniqlanadi. Agar traktor gorizontol yuzada tekis harakat qilayotgan boʻlsa, dvigatel quvvati faqat tashqi qarshiliklarni yengish uchun sarflanadi.

Lekin traktorni ishlatishda u doim tekis harakat qilmaydi. Shuning uchun traktorning yuklanishi doim tebranib turadi. Bu tebranishga harakat yuzasining notekisligi, tuproq tarkibi, texnologik jarayonlarning ayrim xususiyatlari ham sabab bo'ladi. Bundan tashqari, yo'lda traktor uchun kutilmagan qarshiliklar paydo bo'lishi mumkin. Qarshiliklarning bunday tebranib turishi ma'lum quvvat rezervining bo'lishini talab etadi.

Shuning uchun amaliy hisoblarda tirsakli valga keltirilgan qarshilik momenti dvigatelning nominal momentidan kam bo'lishi kerak deb olinadi. Bu esa dvigatelning ekspluatatsion yuklanish koeffitsienti orqali hisobga olinadi va u $x=0,8-0,85$ atrofida tebranadi. Bu holda dvigatelning quvvati quyidagicha aniqlanadi:

$$N_n = \frac{(P_n + f_n \cdot Q_{e \max}) \cdot v_{n_1}}{1000 \eta_{tr} \cdot \chi} \quad (149)$$

bu yerda: f_n — ilgakda nominal kuch bilan ishlayotgan traktorning harakatiga ko'rsatilayotgan qarshilikni hisobga oluvchi koeffitsient.

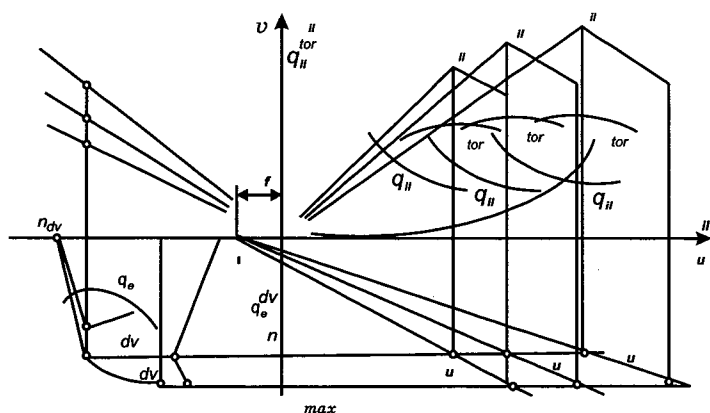
Nazorat uchun savollar



1. Tortish kuchi bo'yicha hisoblashda traktorning qanday parametrlari asos qilib olinadi?
2. Tortish kuchi bo'yicha hisoblashda qaysi kattaliklar aniqlanadi?
3. Sof og'irlikka ta'rif bering.
4. To'la yoki ekspluatatsion og'irlik qanday shartlar asosida aniqlanadi?
5. Transmissiyaning uzatishlar sonini aniqlashning ketma-ketligini aytib bering.
6. Uzatmalar qatori qaysi tamoyil asosida quriladi?
7. Dvigatelning quvvatini aniqlash qanday ketma-ketlikda olib boriladi?

23-§. TORTISHNING NAZARIY TASNIFINI OURISH

Traktorning barcha parametrlari aniq bo'lgandan so'ng, tortish kuchi bo'yicha tasnif chiziladi. Bu tasnif traktorning tortish dinamikasi va yonilg'i tejamkorlik ko'rsatkichlarini yaqqol ko'rsatadi. Tasnif gorizontaal yuzadagi tekis harakat uchun qurilib, ilgakdagi quvvat, tortishdagi foydali ish koeffitsienti, bir soatlik yonilg'i sarfi, nazariy tezlik va shataksirash koeffitsienti kabi parametrlarning ilgakdagi kuchga nisbatan o'zgarishini ko'rsatadi. Har bir ko'rsatkich turli uzatmada turlicha bo'lganligi sababli ularning o'zgarishi har bir uzatma uchun alohida chiziladi. Bundan tashqari, tuproqning holati ham yuqoridagi ko'rsatkichlarga ta'sir etadi. Shuning uchun bu tasnif tuproqning turli holatlari uchun ham chiziladi va uning yuqorisiga shu holat yozib qo'yiladi.



33-c h i z m a. Traktorning tortish kuchi bo'yicha tasnifi.

Tortishning tasnifi to'rt qismdan iborat (33-chizma). Chap tomondagi pastki kvadrat yordamchi bo'lib, unda dvigatelning regulatorli tasnifi ko'rsatilgan. Yuqorigi kvadratda traktorning nazariy tezligi aylanishlar chastotasiga bog'liq ravishda qurilgan. Bu bog'lanish quyidagi ifoda orqali aniqlanadi:

$$v_n = \frac{n_{dv} \cdot r_d}{i_{tr}}. \quad (150)$$

Zanjirli traktorlar uchun:

$$v_n = l_{zv} \cdot z_n \frac{n_{dv}}{i_{tr} \cdot 2\pi} \quad (151)$$

Tezliklarning bu ikki ifodalariga kiruvchi kattaliklar yuqorida o'rganilgan.

Dinamik radiusni aniqlash birmuncha qiyin bo'lgani uchun tortish tasnifini qurishda u quyidagi ifoda orqali topiladi:

$$r_d = 0,5d + (0,8...0,85)b, \quad (152)$$

bu yerda: d – g'ildirak gardishining tashqi diametri, m; b – pok-rishka profilining kengligi, m.

Pastki kvadratda $P_u = f(M_{dv})$ chizig'i chiziladi. Buning uchun abssissa o'qiga O nuqtadan boshlab aniq masshtabda P_{II} o'lchab qo'yiladi. Masshtab shkalalari abssissa o'qining yuqorisiga yoziladi. So'ng tasnif chizilayotgan tuproq holati uchun $P_f = fQ$ aniqlanadi. Aniqlangan P_f ning qiymati qabul qilingan masshtab bo'yicha O nuqtadan chap tomonga qo'yiladi va O_1 bilan belgilanadi.

Topilgan O_1 nuqta pastki o'ng kvadrat uchun koordinata boshi hisoblanadi, chunki $P_u = P_{II} + P_f$. Koordinata boshidan P_u ning qiymati masshtab bo'yicha o'lchab qo'yiladi va abssissa o'qining pastiga yoziladi. Har bir uzatma uchun $P_u = f(M_{dv})$ quriladi. Buning uchun quyidagi ifodadan foydalaniladi:

$$P_u = \frac{M_{dv} \cdot i_{tr} \cdot \eta_{tr}}{r_d} \quad (153)$$

O'ngdagi birinchi kvadratga $N_{II} = f(P_{II})$; $\eta_{tor} = f(P_{II})$; $q_{II} = f(P_{II})$ va $\delta = f(P_{II})$ chizmalari quriladi. Eng avval, shataksirash egri chizig'i chiziladi. Agar barcha uzatmalar uchun umumiy bitta chizma chizilsa, katta xato qilingan hisoblanmaydi. Bu chiziq tajriba ma'lumotlari yoki (138) ifodalar yordamida chizilishi mumkin.

Shataksirash koeffitsienti yordamida haqiqiy tezlik topiladi:

$$v_x = (1 - \delta) \cdot v_n$$

Ilgakdagi kuch va haqiqiy tezlikni bilgan holda ilgakdagi quvvat, so'ngra tortishning foydali ish koeffitsienti aniqlanadi.

$$N_{il} = \frac{P_{il} \cdot v_x}{1000}; \quad \eta_{top} = \frac{N_{il}}{N_e}. \quad (154)$$

Bundan tashqari, tasnifda solishtirma yonilg'i sarfi ning egri chizig'i ham chiziladi. Agar bir soatlik yonilg'i sarfi ma'lum bo'lsa, solishtirma yonilg'i sarfi quyidagicha topiladi:

$$g_{il} = \frac{1000G_t}{N_{il}}$$

bu yerda: G_t —dvigatelning bir soatlik yonilg'i sarfi, kg/soat.

Traktor uchun har bir tuproq holatiga qurilgan bunday tasnifning bo'lishi katta amaliy ahamiyatga ega bo'lib, u orqali ko'p ekspluatatsion masalalar yechiladi.

Masalan, traktorga tirkalgan yoki osilgan qishloq xo'jalik mashinasining qarshiligini bilgan holda, shu tuproq sharoitida tortishning foydali ish koeffitsienti, ilgakdagi quvvatga nisbatan yonilg'ining solishtirma sarfi, dvigatel parametrlari va nazariy hamda haqiqiy tezliklarning qiymatlarini bir vaqtning o'zida bilish mumkin. Bundan tashqari, bu tasnif yordamida tanlangan uzatma agrotexnika talablariga mos kelishi va shu uzatmaning samarador ekanligini aniqlash ham mumkin.

Nazorat uchun savollar

- ?
1. Tortishning nazariy tasnifida qanday ko'rsatkichlar ko'rsatiladi?
 2. Tasnifning to'rttala qismi har birining vazifasini aytib bering.
 3. Tasnifning amaliy ahamiyatini aytib bering.

24-§. TRAKTORNING SHIG'OV BILAN HARAKATLANISHI

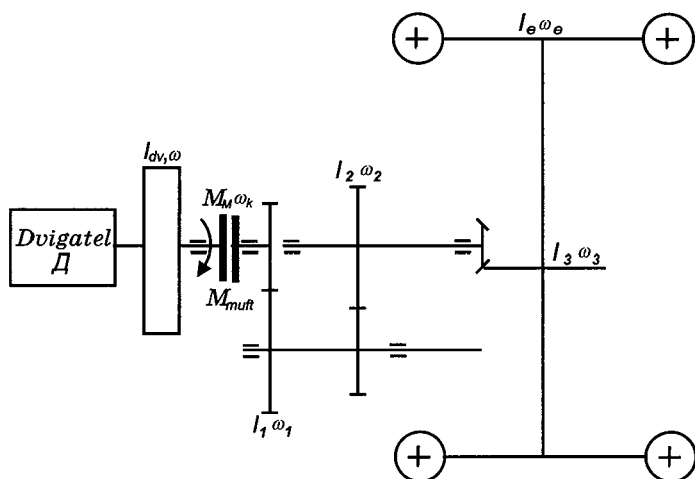
Traktor dvigatellarining xususiyatlaridan biri shuki, ular kichik aylanishlar chastotasida talab qilingan quvvatni ishlab chiqarmaydi va noturg'un ishlaydi. Har bir dvigatel uchun shunday minimal aylanishlar chastotasi mavjudki, bu aylanishlar chastotasidan pastda dvigatel ishlay olmaydi. Shunga o'xshash, har bir dvigatel uchun maksimal aylanishlar chastotasi belgilangan bo'lib, undan yuqorisi avtomatik ravishda cheklanadi.

Traktorni o'rnidan qo'zg'atish vaqtida minimal yoki maksimal aylanishlar chastotasiga ega bo'lgan dvigatelga transmissiyaning birlamchi valini bevosita qo'shish mumkin emas. Chunki bu hol dvigatelning o'chib qolishiga (burchak tezligi ω_{min} bo'lganda) yoki transmissiya detallarining sinishiga (burchak tezligi ω_{max} bo'lganda) olib keladi. Shuning uchun barcha traktor va avtomobillar ishqalanib ishlaydigan tishlashish muftasiga ega. Tishlashish muftasi dvigatel valining aylanishlar chastotasi minimal yoki maksimal qiymatiga ega bo'lishiga qaramay, mashinani asta-sekin o'rnidan qo'zg'atadi va tezligini orttirib borishiga imkon beradi.

Traktorlarda shig'ov bilan harakatlanish jarayoni boshlanmasdan avval, uning dvigateli maksimal aylanishlar chastotasiga ega bo'ladi (ya'ni salt ishlash burchak tezligi ω_{syu} , 34-chizma).

Tishlashish muftasi qo'shilgandan so'ng dvigatel yuklana boshlaydi va aylanishlar chastotasi pasayadi, shunga bog'liq holda burovchi moment ham o'zgaradi. O'zgarish dvigatelning regulatorli tasnifi bo'yicha boradi. Regulator ishlamaydigan zonadagi aylanishlar chastotasi regulator yordamida avtomatik ravishda o'rnatiladi.

Traktorning shig'ov bilan harakatlanish jarayonida ishtirok etuvchi haqiqiy transmissiyaning soddalashtirilgan kinematik sxemasi 34-chizmada tasvirlangan. Chizmada D—dvigatel, M_{dv} —dvigatelning burovchi momenti, ω — tirsakli valning burchak tezligi, I_{dv} — dvigatelning barcha harakatlanuvchi detallarining inersiya



34-c h i z m a. Traktor transmissiyasining sodda shakli.

momenti, M_{muft} — tishlashish muftasi, uning ishqalanish momenti M_m va burchak tezligi ω_k , I_e — g'ildirakning inersiya momenti, ω_e — g'ildirakning burchak tezligi. Shunga o'xshash, transmissiyaning barcha detallarini va ularining burchak tezliklarini $I_1\omega_1$, $I_2\omega_2$, $I_3\omega_3$, ... $I_n\omega_n$ bilan belgilaymiz.

Ma'lumki, hozirgi davrda traktorning tezligi ortib, uzatmalar soni ko'payib bormoqda. Shuning uchun traktorning shig'ov bilan harakatlanishini talabga javob beradigan darajada yaxshilash ularning dinamik xususiyatlarini yaxshilash bilan bog'liq. Traktorning shig'ov bilan harakatlanishi jarayonini o'rganishda professor B.Y.Ginsburgning ishlari alohida ahamiyatga ega. Odatda, murakkab bo'lgan transmissiyadan foydalanilmaydi. Aksincha, u sodda holatga keltiriladi, ya'ni traktor agregati o'rniga unga dinamik nuqtayi nazardan ekvivalent bo'lgan modeldan foydalaniladi.

Model maxoviklardan iborat bo'lib, ularning har biri aylanuvchi yoki to'g'ri chiziqli harakat qiluvchi detallarning o'rnini bosadi. Traktorni uch maxovikli model deb bilish mumkin. Birinchi maxovik dvigatel detallari

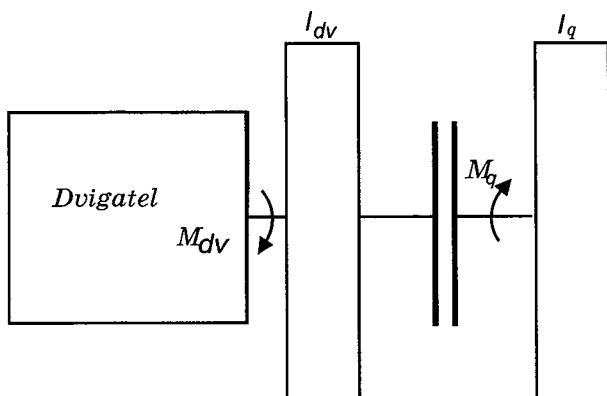
harakatini hisobga oladi, ikkinchisi transmissiyaning aylanuvchi hamda harakatlantiruvchi qism bilan bevosita bog'liq bo'lgan detallarning harakatini, uchinchi esa yurish qismi detallarning harakatini hisobga oladi. Birinchi va ikkinchi maxovik orasidagi mufta tishlashish muftasining ishini, ikkinchi va uchinchi maxovik orasidagi mufta esa traktorning shataksirashini hisobga oladi.

Agar traktor shataksiramaydi deb qaralsa, uch maxovikli model ikki maxovikli modelga keltiriladi (35-chizma). Bu sistema yordamida shig'ov bilan harakatlanish jarayonini o'rganish ishini ancha osonlashtiradi. Bu yerda, I_{dv} — dvigatel detallarining inersiya momenti, I_k — transmissiya va yurish qismi detallarining inersiya momenti. Agar agregat tarkibida tirkalma mashina bo'lsa, I_k uning ham inersiya momentini hisobga oladi. Ko'rinib turibdiki, bu model tishlashish muftasi qo'shilishi bilan hamma detallarning birdaniga shig'ov bilan harakatlanishini ta'minlaydi. Bu esa, transmissiya va boshqa detallardagi zo'riqishning birdaniga ortishiga sabab bo'ladi. Lekin, bu hol hisoblash uslubining qiymatini tushirmaydi, chunki bu yo'l bilan hisoblangan detallar zo'riqishning birdaniga ortishiga bardosh bergani uchun haqiqiy sharoitdagi zo'riqishning asta-sekin ortishiga ham albatta bardosh beradi va sinish hollari shig'ov bilan harakatlanish vaqtida uchramaydi.

Qabul qilingan modeldagi tishlashish muftasining ishlashi buzilmasligi uchun inersiya momenti I_q va qarshilik momentini to'g'ri aniqlash kerak. Ma'lumki, jismning kinetik energiyasi alohida olingan zarrachalar kinetik energiyalarining yig'indisiga teng:

$$U_k = \int dU_k \quad \text{yoki} \quad U_k = \frac{1}{2} \int \omega^2 r^2 dm, \quad (155)$$

bu yerda: ω — jismning burchak tezligi; r — jism tarkibidagi zarracha bilan jismning markazi orasidagi masofa; m — zarracha massasi.



35-c h i z m a. Traktor shig'ov bilan harakatlanishini o'rganishga doir ikki maxovikli dinamik model.

Agar ω^2 ni integraldan tashqariga chiqarib $\int r^2 dm = I$ ekanligini hisobga olsak, aylanma harakat uchun kinetik energiyaning aniqlashga doir ifoda hosil bo'ladi:

$$U_k = \frac{1}{2} I \omega^2. \quad (156)$$

Modeldagi maxoviklarning to'plagan kinetik energiyalari haqiqiy detallarning kinetik energiyasiga teng bo'lishi kerak, aks holda, dinamik muvozanat buziladi. Agar bir maxovik bir nechta aylanuvchi va to'g'ri chiziqli harakatlanuvchi detallarning o'rniga qabul qilingan bo'lsa, u holda, maxovikning kinetik energiyasi alohida olingan detallar kinetik energiyalarining yig'indisiga teng. Bunga ikkinchi maxovik misol bo'la oladi. Chunki u transmissiya va yurish qismi detallarini hamda tirkalma mashinaning kinetik energiyalarini hisobga oladi. Shuning uchun har bir qismining kinetik energiyasini aniqlash va ularni transmissiyaning birlamchi valiga keltirish katta ahamiyatga ega.

(156) ifodaga binoan alohida qismlarning kinetik energiyalari quyidagicha topiladi:

$$\frac{I_k \omega_k^2}{2} = \frac{I_1 \omega_1^2}{2} + \frac{I_2 \omega_2^2}{2} + \dots + \frac{I_n \omega_n^2}{2} + \frac{I_e \omega_e^2}{2} + \frac{Q \cdot v_{ag}^2}{2g}$$

yoki

$$\frac{I_k \omega_k^2}{2} = \sum \frac{I_i \omega_i^2}{2} + \frac{Q \cdot v_{ag}^2}{2g}, \quad (157)$$

bu yerda: I_i , ω_i — transmissiya detallarining (bunga yetakchi g'ildirak ham kiradi) inersiya momenti va burchak tezligi; Q , v_{ag} — agregatning og'irlik kuchi va tezligi.

Agar (157) ifodani $0,5\omega_k^2$ ga bo'lib yuborilsa va tenglamaning ikkinchi tartibli a'zolarining qiymati kichikligi tufayli ular hisobga olinmasa, I_k ni aniqlash uchun soddagina ifodaga ega bo'lamiz (professor B.Y. Ginsburg formulasi):

$$I_k = \frac{I_k}{i_{tr}^2} + \frac{Q}{g} \cdot \frac{r_d^2}{i_{tr}^2}, \quad (158)$$

bu yerda: i_{tr} — transmissiyaning uzatishlar soni.

Yetakchi g'ildirakda M_{yetak} ni hosil qilish uchun tishlashish muftasida $M_{dv} \cdot i_{tr} \cdot \eta_{tr}$ mavjud bo'lishi kerak. Bu yerdan tishlashish muftasiga keltirilgan qarshilik momentini aniqlash mumkin.

$$M_k = \frac{P_u \cdot r_d}{i_{tr} \cdot n_{tr}}. \quad (159)$$

Traktorning shig'ov bilan harakatlanish jarayonini o'rganishdan oldin dvigatelning regulatorli tasnifini soddagina ko'rinishga keltirib olamiz. Soddalashtirish shundan iboratki, tasnifning regulator ishlaydigan zonadagi egri chizig'i to'g'ri chiziq bilan almashtiriladi (36-chizma). Bu to'g'ri chiziq o'rtacha burovchi momentni ifodalaydi, ya'ni:

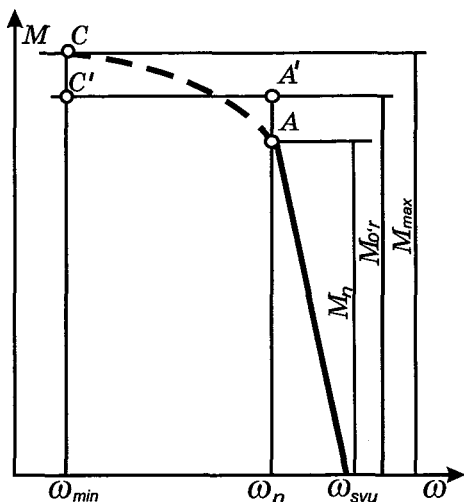
$$M_{o'r} = \frac{M_{max} + M_n}{2} = \frac{K_{mos} + 1}{2M_n}$$

Demak, dvigatel valining aylanishlar chastotasi o'zgarishi bilan burovchi moment o'zgarmaydi. Lekin regulator ishlaydigan zonadan regulator ishlaymaydigan zonaga o'tish chegarasida moment M_n dan $M_{o'r}$ qiymatiga sakrab o'zgaradi (A va A' nuqtalar).

Traktorning shig'ov bilan harakatlanish dinamikasi 37-chizmada ko'rsatilgan. Diagramma ikki qismdan iborat. Yuqoridagi qismida tirsakli val va transmissiya birlamchi valining burchak tezligini vaqt birligi bo'yicha o'zgarishi ko'rsatilgan. Pastki qismida esa dvigatelning burovchi momenti M_{dv} va tishlashish muftasining ishqalanish momenti M_m ning vaqt birligida o'zgarishi tasvirlangan. Bundan tashqari, pastki diagrammada transmissiyaning birlamchi valiga keltirilgan qarshilik momenti M_q ham ko'rsatilgan.

Shig'ov bilan harakatlanish jarayonini amalga oshirish bilan tanishamiz. Tishlashish muftasi qo'shilmasdan oldin dvigatel valining burchak tezligi maksimal qiymatga ega bo'ladi, bu vaqtda $M_m=0$, $M_{dv}=0$. Tishlashish muftasi qo'shila borgan sari uning momenti orta boradi va vaqtdan so'ng maksimal M_m qiymatga ega bo'ladi.

Ma'lumki, $M_m = k \cdot M_n$. Bu vaqtda tishlashish muftasi to'la qo'shilgan bo'lib, vaqtning t_2 dan t_{sir} gacha oralig'ida uning momenti uzgarmaydi. Tishlashish muftasi qo'shilishi bilan dvigatelning yuklanishi ortib, valning aylanishlar chastotasi kamayib boradi. Bu vaqtda dvigatelning burovchi momenti regulatorli tasnifi bo'yicha ortib boradi (chizmadagi OAA' chiziq).



36-chizma. Traktorning shig'ov bilan harakatlanish dinamikasi.

Tishlashish muftasining ishqalanishini yengishda dvigatel detallari urinma kuchlarining momentidan foydalanilmagani uchun dvigatelning burovchi momenti

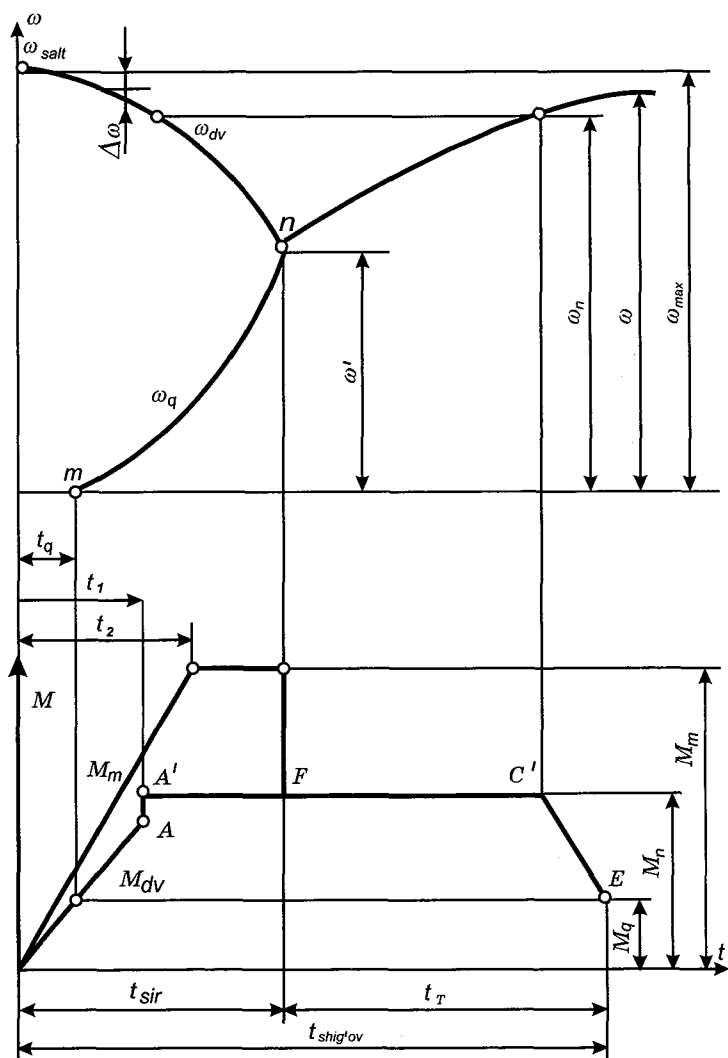
tishlashish muftasining momentidan kamroq o'sadi. Dvigatelning burovchi momenti t_1 vaqtdan so'ng o'zining nominal qiymatiga erishadi va regulator ishlamaydigan zonaga o'tadi (chizmada A' S' chiziq). Istalgan $0 < t < t_2$ oraliqdagi tishlashish muftasining momenti quyidagicha aniqlanadi:

$$M = M_m \frac{t}{t_2} = k \cdot M_n \frac{t}{t_2} \quad (160)$$

Dvigatelning burovchi momenti o'zining nominal qiymatiga erishguncha o'tgan vaqt:

$$t_1 = t_2 \frac{M_n}{M_m} = \frac{t_2}{k}. \quad (161)$$

Yuqorida aytib o'tilganidek, tirsakli valning burchak tezligi shig'ov bilan harakatlanish boshlanmasdan avval, o'zining maksimal qiymatiga ega bo'ladi. Tishlashish muftasi qo'shila borgan sari dvigatelning yuklanishi ko'payib, valning burchak tezligi kamaya boradi. Burchak tezlikning $\Delta\omega$ qiymatga kamayish jarayonida dvigatel faqat transmissiyaning birlamchi valiga keltirilgan qarshilik momenti M_q ni yengish uchun ishlaydi (37-chizma). Bu vaqtda transmissiyaning birlamchi vali aylanmaydi. Dvigatelning burovchi momenti M_{dv} qarshilik momenti M_q ga teng bo'lganda, ya'ni t_q vaqtdan so'ng val aylanma boshlaydi. Vaqtning $t_2 < t < t_{sir}$ oralig'ida dvigatelning burchak tezligi ω_{dv} kamayib boradi, transmissiya birlamchi valining burchak tezligi esa ortib boradi. Vaqtning t_{sir} qiymatida ikkala valning burchak tezligi tenglashadi (n nuqta). Shu paytda tishlashish muftasining shataksirab ishlashi tugaydi. Shataksirash yo'q bo'lganligi uchun moment M_m birdaniga pasayib M_{dv} ga teng bo'lib qoladi (F nuqta). Vaqtning keyingi qiymatlarida ikkala val xuddi bitta val singari aylanadi, natijada ularning burchak tezligini kerakli qiymatgacha ko'paytirishga imkon tug'iladi. Burchak tezlik o'zining nominal qiymatiga yetganda moment regulatorli tasnif bo'yicha pasayadi (C'E) va qarshilik momentiga teng bo'lib qoladi.



37-chizma. Traktorning shig'ov bilan harakatlanish dinamikasi.

Diagrammadan ko'rinib turibdiki, traktorning shig'ov bilan harakatlanish jarayoni ikki bosqichdan iborat. Birinchi bosqich t_{sir} vaqtga to'g'ri kelib, asosan, dvigatel

vali bilan transmissiya birlamchi valining burchak tezliklari tenglashguncha davom etadi.

Ikkinchi bosqich t_i vaqtga to'g'ri kelib, asosan, agregatning tezligi belgilangan chegaraga ko'tarilguncha davom etadi.

Umumiy shig'ov bilan harakatlanish vaqti quyidagidan iborat:

$$t_{shig'} = t_{sir} + t_i. \quad (162)$$

Shig'ov bilan harakatlanish jarayonining birinchi bosqichi uchun ketgan t_{sir} vaqtni topish uchun diagrammadagi n nuqtadagi $\omega_{dv} = \omega_k$ shartdan foydalaniladi. Diagrammadagi n nuqtada

$$\omega_{dv} = \omega_{salt} - \int_0^{t_{sir}} d\omega_{dv}. \quad (163)$$

Lekin $d\omega = \varepsilon dt$ bu yerda, ω — burchak tezlanish. Agar dvigatel valiga qo'yilgan $M_m - M_{dv}$ momentni hisobga olsak, u holda,

$$\varepsilon = \frac{M_m - M_{dv}}{I_{dv}} dt$$

Demak, $\omega_{dv,n}$ uchun quyidagini yozish mumkin:

$$\omega_{dv,n} = \omega_{salt} - \int_0^{t_{sir}} \frac{M_m - M_{dv}}{I_{dv}} dt.$$

Lekin birinchi bosqichni ikki qismdan iborat deb qarash mumkin. Birinchi qismning t_1 dan t_2 gacha bo'lgan vaqt oralig'ida dvigatel valiga o'zgaruvchan moment ta'sir etadi. Bu vaqtda dvigatel valining burchak tezligi quyidagicha bo'ladi:

$$\omega_1 = \int_{t_1}^{t_2} \frac{M_m \frac{t}{t_2} - M_n}{I_{dv}}; \quad dt = \int_{t_1}^{t_2} \frac{\left(k \frac{t}{t_2} - 1\right) M_n}{I_{dv}} dt.$$

Ikkinchi qismning t_2 dan t_{sir} gacha bo'lgan vaqt oralig'ida dvigatel valiga o'zgarmas moment ta'sir

etadi. Bu oraliqdagi valning burchak tezligi quyidagicha:

$$\omega_2 = \int_{t_2}^{t_{sir}} \frac{M_m - M_n}{I_{dv}} dt = \int_{t_2}^{t_{sir}} \frac{(k-1) \cdot M_n}{I_{dv}} dt.$$

Birinchi davrning oxiridagi dvigatel valining burchak tezligi quyidagicha aniqlanadi:

$$\omega_{dv,n} = \omega_{salt} - \omega_1 - \omega_2. \quad (165)$$

Transmissiya birlamchi valining burchak tezligi ham dvigatel valining burchak tezligining kamayishiga proporsional ravishda ortib boradi. Lekin aylanishning boshlanishi t_q vaqtdan so'ng ro'y beradi (ya'ni dvigatelning yuklanishi keltirilgan qarshilikka tenglashganda). Buni quyidagicha ifodalash mumkin:

$$M_k = \varepsilon_{yu} \cdot M_n,$$

bu yerda: ε_{yu} — dvigatelning yuklanish koeffitsienti.

Transmissiya birlamchi valining burchak tezligi birinchi bosqichning oxirida tenglashadi:

$$\omega_{kp} = \int_{t_q}^{t_{sir}} \frac{M_m - M_k}{I_k} dt.$$

Yuqorida $\omega_{dv,n}$ uchun keltirilgan fikrni ω_{kp} ga ham tatbiq etsak:

$$\omega'_1 = \int_{\varepsilon_{yu} \frac{t_2}{k}}^{t_q} \frac{(k \frac{t}{t_2} - \varepsilon_{yu}) M_n}{I_q} dt; \quad \omega'_2 = \int_{\varepsilon_{yu} \frac{t_2}{k}}^{t_{sir}} \frac{(k-1) M_n}{I_k} dt.$$

$$\text{U vaqtda } \omega_{kp} = \omega'_1 - \omega'_2. \quad (166)$$

Agar n nuqtada $\omega_{dv,n} = \omega_{kp}$ bo'lsa, u vaqtda birinchi bosqich uchun ketgan t_{sir} vaqt quyidagiga teng bo'ladi:

$$t_{sir} = \frac{\frac{t_2}{2k} \left[(k^2 - 1) + \frac{I_{dv}}{I_k} (k^2 - \varepsilon_{yu}^2) \right] + \frac{I_{dv}}{M_n} \omega_{salt}}{(k - 1) + \frac{I_{dv}}{I_k} (k - \varepsilon_{yu})} \cdot (167)$$

Ifodadan ko'rinib turibdiki, birinchi bosqichning uzun yoki qisqa bo'lishiga dvigatelning yuklanish koeffitsienti, traktorning ishlayotgan uzatmasi, agregatning keltirilgan inersiya momenti va traktorchining mahorati ta'sir etadi.

Shig'ov bilan harakatlanishning ikkinchi davri agregatning tezligini ortib borishi bilan belgilanadi. Belgilangan yuqori tezlik cheksiz bo'lishi mumkin. Lekin bu misolda tezlik ω bilan cheklanadi. Bu davrda dvigatel vali bilan transmissiyaning birlamchi vali bitta val singari aylanadi. Shuning uchun,

$$I_{dv} + I_k = I_{\Sigma}.$$

Tezlikning ortishi esa ortiqcha ΔM moment bilan belgilanadi, ya'ni $M_{dv} - M_k = \Delta M$.

Qarshilik qancha kichik bo'lsa va moment M_{dv} qancha yuqori bo'lsa, ikkinchi bosqichning davomlilikigi qisqa bo'ladi. Chunki qisqa vaqt ichida burchak tezlik ω' dan ω ga ortishi mumkin. Transmissiya valining burchak tezlanishi quyidagiga teng:

$$\varepsilon_1 = \frac{d\omega}{dt} = \frac{\Delta M}{I_{\Sigma}}$$

yoki

$$t_t = \int_0^t dt = \int_{\omega'}^{\omega} \frac{I_{\Sigma}}{\Delta M} d\omega. \quad (168)$$

Shig'ov bilan harakatlanish jarayonining umumiy vaqti

$$t_{shig'} = \frac{\frac{t_2}{2k} \left[(k^2 - 1) + \frac{I_{dv}}{I_k} (k^2 - \varepsilon_{yu}^2) \right] + \frac{I_{dv}}{M_n} \omega_{salt}}{(k - 1) + \frac{I_{dv}}{I_k} (k - \varepsilon_{yu})} + \int_{\omega'}^{\omega} \frac{I_{\Sigma}}{\omega' dM} d\omega \quad (169)$$

Ko'rinib turibdiki, agregatning tezligi ortib borishi bilan shig'ov bilan harakatlanish jarayoni qiyinlashadi. Chunki tezlik ortishi bilan aylanayotgan detallarning inersiya momenti ham ortib ketadi. Natijada ΔM kamayib boradi va shig'ov bilan harakatlanish jarayoni oxiriga yetmay qolishi mumkin.

Shig'ov bilan harakatlanish pastki uzatmadan sekin-asta yuqori uzatmaga o'tishda amalga oshadi. Bir uzatmadan ikkinchisiga o'tish vaqtini to'g'ri belgilash katta ahamiyatga ega. Bu o'rinda uzatmalari avtomatik ravishda almashadigan transmissiya alohida o'rin tutadi. Chunki bunda yetakchi qismga kelayotgan quvvatning uzilishi ro'y bermaydi.

Burovchi momentni kuchaytirgich ham shig'ov bilan harakatlanish jarayonining yaxshi amalga oshishiga yordam beradi. U shig'ovning birinchi davrida ulanib, bu davrni qisqa vaqt ichida tugashiga imkon yaratadi. Birinchi davr tugashi bilan burovchi momentni kuchaytirgich ishdan chiqadi.

Shig'ov bilan harakatlanish jarayoni amalga oshishi uchun sarf bo'layotgan energiya quyidagilardan iborat:

1. *Traktor agregatining kinetik energiyasi.*
2. *Traktorni o'rnidan qo'zg'atish uchun sarf bo'layotgan energiya.*
3. *Tishlashish muftasining sirpanishini yengishga sarf bo'layotgan energiya.*

Tekshirishlar shuni ko'rsatadiki, traktorni o'rnidan qo'zg'atish uchun sarf bo'layotgan energiya boshqa energiyalarga nisbatan ko'p qismni tashkil etadi, undan ozrog'i muftaning sirpanishi uchun va eng kam energiya agregatning kinetik energiyasiga sarf bo'ladi.

Nazorat uchun savollar



1. Traktor o'rnidan qo'zg'alib, ma'lum tezlikka ega bo'lguncha bajariladigan jarayonni tushuntirib bering.
2. Traktorni shig'ov harakati davrida harakatlanuvchi detallarni maxoviklar bilan almashtirish shartini ayting.

3. Ikki maxovikli modelning afzallik tomoni bilan kamchiligini ayting.
4. Shig'ov harakat davrida dvigatel tishlashish muftasi momentlarining o'zgarishini tushuntirib bering.
5. Shig'ov harakat paytida dvigatel tirsakli valini va transmissiya birlamchi valining aylanishlar chastotasi o'zgarishini tushuntirng.
6. Shig'ov harakat vaqti qanday vaqtlar yig'indisidan iborat?
7. Shig'ov harakat vaqti chekli kattalikmi yoki cheksiz kattalikmi?

25-§. IKKALA KO'PRIGI YETAKCHI BO'LGAN TRAKTORNING TORTISH DINAMIKASI

Keyingi yillarda qishloq xo'jaligida to'rttala g'ildiragi ham yetakchi (4×4) bo'lgan traktorlar keng qo'llanila boshlandi. Bu traktorlar 4×2 sxemadagi traktorlarga nisbatan tortishning yuqori foydali ish koeffitsientiga ega. Ulardan foydalanish traktorlarning ilashish xususiyatlarini yaxshilaydi, ilashish og'irligi va ilgakdagi tortish kuchini orttiradi.

Yetakchi ko'priklarga burovchi moment blokirovka va differensial uzatmalar orqali o'tkaziladi.

Blokirovkali uzatishda oldingi va orqa ko'priklar bir-biri bilan taqsimlash qutisi orqali bog'lanadi. Bu vaqtda ikkala ko'priikka uzatilayotgan burchak tezliklar bir xil qiymatga ega bo'lmasligi mumkin. Bunday moslashuvning bo'lmasligi hattoki, tekis harakat vaqtida ham mavjud bo'ladi, bunga sabab shinalardagi bosimning har xilligi, yo'l relyefi, shinaning boshlang'ich diametri kabilardir.

Differensial uzatmada oradagi taqsimlash qutisiga differensial mexanizmi o'rnatiladi. Mexanizm tufayli oldingi va orqa ko'priikka o'tayotgan burchak tezliklarda farq bo'lmasligi mumkin. Lekin ikkala ko'prik orasidagi kinematik bog'lanish har xil bo'ladi, bu esa yetakchi momentning ham har xil taqsimlanishiga sabab bo'ladi.

Moslanish uchun g'ildiraklardan birining shataksirashi yoki sirg'anishi shart. Shataksiraganda tezlikning

kamayishi, sirg'anganda esa tezlikning ortishi hisobiga ikkala o'q bir-biriga moslashadi.

G'ildiraklar yomon moslashsa traktorning tortish xususiyatlari pasayib ketadi.

Masalan, g'ildiraklarning nomosligi tufayli shataksirash mavjud bo'lsa, shataksirayotgan g'ildiraklarning ilashish og'irligidan foydalanilmaydi. Natijada 4×4 sxemadagi traktor 4×2 sxemadagi traktorga aylanib qoladi.

Agar oldingi g'ildirak sirg'anib ishlayotgan bo'lsa, unga manfiy urinma kuch ta'sir etadi. Bu kuch traktorning ostovi orqali orqa g'ildirakka moment tariqasiga o'tadi. Shunday qilib, orqa g'ildirakka ikki yo'l bilan, ya'ni dvigateldan va oldingi g'ildirakdan burovchi moment o'tadi. Hosil bo'lgan urinma kuchning bir qismi yana qaytib oldingi g'ildirakda hosil bo'layotgan manfiy urinma kuchni yengish uchun sarf bo'ladi. Natijada quvvatning berk kontur bo'ylab aylanishi sodir bo'ladi. Aylanayotgan quvvat foydasiz bo'lib, parazit quvvat deb ataladi. Bu quvvat faqat mexanik yo'qotishlarni tashkil etadi xolos. Shuning uchun tekis yo'llarda kerak bo'lmagan paytda oldingi ko'priknı ishlatishning keragi bo'lmaydi. Traktor yumshoq tuproqda ishlaganda oldingi ko'priknı qo'shish mumkin, chunki tuproqning deformatsiyasi tufayli ikkala o'q orasidagi moslashish o'z-o'zidan ro'y berib turishi mumkin.

Hozirgi kunda turli usullar bilan o'qlar orasidagi moslashish yaxshilanmoqda. Bulardan biri erkin yo'lli muftalarnı qo'llashdir. Yana shuni aytish mumkinki, 4×4 sxemadagi traktorning og'irligi 4×2 sxemadagi traktorlarnikiga nisbatan ko'p, lekin 4×4 sxemali traktor quvvat diapazonini kengaytirilgani uchun, ilgakdagi 1 kW quvvatga to'g'ri keladigan og'irlik 20—25% ga kam.

Nazorat uchun savollar

- ②
1. To'rttala g'ildiragi yetakchi bo'lgan traktorning afzalligi nimada?
 2. Oldingi g'ildiraklari bilan orqa g'ildiraklari orasidagi aylanishlar chastotasidagi moslashuv bo'lmasa, qanday hodisa ro'y beradi?

VI B O B

AVTOMOBILNING TORTISH DINAMIKASI

26-§. AVTOMOBILNING KUCH BALANSI VA DINAMIK TASNIFI

Avtomobilning yetakchi g'ildiragida hosil bo'layotgan urinma kuch P_u tashqi qarshiliklarni yengish va avtomobilga ma'lum tezlanish berishga sarf bo'ladi. Tashqi kuchlarning miqdori va ularning o'zgarish qonuniyatini hamda avtomobilning shig'ov bilan harakatlanishini o'rganish maqsadida uning kuch balansidan foydalaniladi. Kuch balansini urinma kuch P_u ning berilgan har bir vaqtida tashqi kuchlarning yig'indisiga teng ekanligini ko'rsatuvchi tenglamadan iborat.

Kuch balansini yozish uchun avtomobil umumiy holatda harakat qilmoqda deb faraz qilinadi, ya'ni avtomobil α burchak ostida yuqoriga qarab tezlanish bilan harakatlanmoqda. Bu holda avtomobilga quyidagi kuchlar ta'sir qiladi:

- avtomobilning og'irlik kuchi va uning tashkil etuvchilari, $Q \cdot \cos \alpha$, $Q \cdot \sin \alpha$;
- havoning qarshilik kuchi, P_x ;
- inersiya kuchi, P_j .

Yuqoridagi holat uchun kuch balansini tenglamasi quyidagicha yoziladi:

$$P_u = Q \cdot f \cos \alpha + Q \sin \alpha + P_x + P_j$$

yoki

$$P_u = f \cdot Q \cos \alpha + Q \sin \alpha + \frac{k \cdot F \cdot v_a^2}{3,6^2} + \frac{\delta_{ayl} \cdot Q}{g} \frac{dv_a}{dt} \quad (170)$$

Agar avtomobil shatakchi bo'lsa, (170) tenglamaning tarkibiga ilgakdagi qarshilik kuchi P_H ham kiradi.

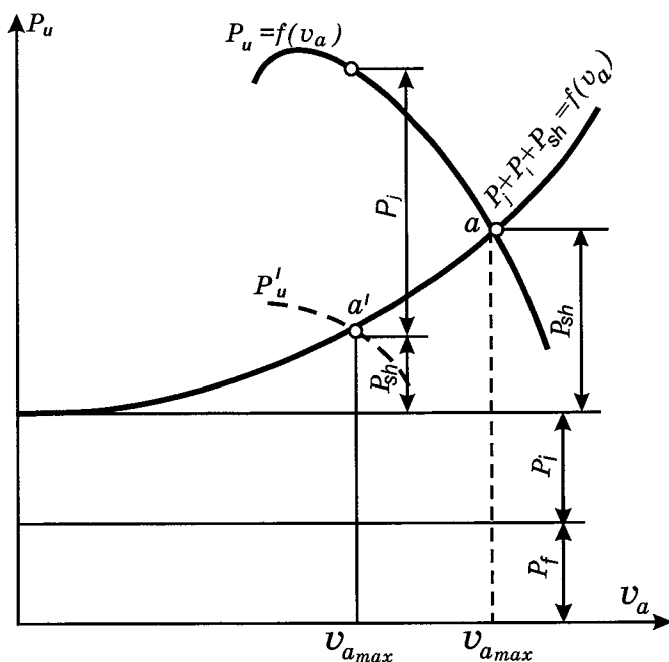
Odatda, tahlil uchun kuch balansini chizig'idan foydalaniladi. Chiziq $P_u = f(v_a)$ qonuniyat asosida quriladi. Chiziqdagi qarshilik kuchlari $P_f = f \cdot Q \cdot \cos \alpha$ va

$P_i = Q \cdot \sin \alpha$ abssissa o'qiga paralleldir, chunki berilgan uzatma va tuproq sharoiti hamda burchak α uchun tezlikning o'zgarishi P_f va P_i kuchlarning qiymatiga kam ta'sir etadi, shuning uchun uni hisobga olmaymiz.

Kuch balansi grafigi 38-chizmada tasvirlangan. Shu chizmaning o'zida qarshiliklarning o'zgarish chizig'i ham ko'rsatilgan, ya'ni:

$$\sum P = f(v_a)$$

Ikkala grafikning kesishgan nuqtasini a va shu nuqtaga to'g'ri keluvchi tezlikni $v_{a,max}$ bilan belgilaymiz. Bu chizma avtomobil qaysi tezlikda harakat qilsa, tezlanishga ega bo'lishini va qachon o'zgarmas tezlikka ega bo'lishini ko'rsatadi. Bundan tashqari, avtomobil harakat qilayotgan tezlik shu sharoit uchun me'yoriy yoki me'yoriy emasligini ham chizmadan aniqlash mumkin. Avtomobilning har bir tezligida (170)



38-chizma. Avtomobilning kuch balansi.

tenglama sharti bajarilishi zarur. Masalan, a nuqtada qarshilik kuchlari bilan urinma kuch o'zaro teng, demak, avtomobil bu holda faqat bir xil $v_{a,max}$ tezlikda harakat qila oladi. Chunki tezlikni orttirsak urinma kuchdan qarshilik kuchlarining yig'indisi ortib ketadi. Demak, shu sharoit va uzatma uchun avtomobilning maksimal tezligi $v_{a,max}$ ekan.

Tezlikning kichik qiymatlarida $P_u > \sum P$. Bu holda, ortiqcha P_u kuch avtomobilning shig'ov bilan harakatlaniishiga sarf bo'ladi. Agar pastki uzatmalarda avtomobilning bir tekis harakat qilishi zarur bo'lib qolsa, u holda, haydovchi drossel-zaslonkani berkita boshlaydi. Qiyalangan drossel-zaslonka uchun kuchning o'zgarishi 38-chizmada punktir chiziq bilan ko'rsatilgan. Kesishuv nuqtasi a' ga to'g'ri keluvchi tezlik $v'_{a,max}$, ya'ni qiya ochilgan drossel-zaslonka uchun maksimal tezlik $v'_{a,max}$, dan iborat.

Agar avtomobil pog'onali uzatmaga ega bo'lsa, har bir uzatma uchun $P_{ui} = f(v_a)$ chizmani qurish mumkin. Lekin qarshilik chizig'i $\sum P = f(v_a)$ hech qachon pastki uzatmalar uchun qurilgan $P_u = f(v_a)$ chiziqlari bilan kesishmaydi, chunki ular doim ma'lum masofaga yuqoridan o'tadi. Pastki uzatmalarda ortiqcha tortish kuchi bo'lgani sababli ular doim shig'ov bilan harakatlaniish uchun foydalaniladi.

Ortiqcha tortish kuchining qiymati qancha yuqori bo'lsa, avtomobilning dinamik xususiyatlari shuncha yaxshi bo'ladi. Ortiqcha tortish kuchining tezliklar bo'yicha bog'lanishini bilgan holda, tezlikning parametrlarini aniqlash kabi masalalarni yechish mumkin. Lekin ortiqcha tortish kuchining miqdori avtomobillar tortish xususiyatlari bo'yicha bir-biriga solishtirilayotganda asosiy o'lchov bo'lib xizmat qila olmaydi. Demak, og'irligi har xil bo'lgan ikkita avtomobillar bir xil ortiqcha tortish kuchiga ega bo'lib qolishi mumkin. Bu vaqtda qaysi avtomobilning tortish sifati yaxshi ekanligini aniqlash qiyin bo'lib qoladi. Shuning uchun avtomobillarning og'irligiga bog'liq bo'lmagan o'lchovni belgilash talab qilinadi. Shunday o'lchov birligini akademik Y.A.Chudakov taklif etgan. Bu solishtirma

ortiqcha tortish kuchidir. Bu kattalik avtomobil ortiqcha tortish kuchining o'z og'irligiga nisbati bilan aniqlanadi va avtomobilning **dinamik omili** deb yuritiladi. Avtomobilning dinamik omili D harfi bilan belgilanadi va quyidagicha aniqlanadi:

$$D = \frac{P_u - P_x}{Q} = f \cdot \cos \alpha \pm \sin \alpha \pm \delta_{ayl} \cdot \frac{j}{g} \quad (171)$$

Agar $f \cos \alpha \pm \sin \alpha = \psi$ ekanligini hisobga olsak,

$$D = \psi \pm \delta_{ayl} \cdot \frac{j}{g} \quad (172)$$

bu yerda: $P_u - P_x$ — havoning qarshiligidan tashqari barcha qarshilikni yengish uchun sarflanayotgan kuchni bildiradi.

Agar dvigatelning burovchi momenti va transmissiyaning parametrlari aniq bo'lsa, dinamik omilni tekis harakat uchun quyidagicha topish mumkin:

$$D = \frac{M_{dv} \cdot i_{tr} \cdot \eta_{tr} - P_x \cdot r_d}{Q \cdot r_d} \quad (173)$$

Burovchi moment M_{dv} dvigatelning tezliklar tasnifidan olinadi. Avtomobilning goriznotal uchastkadagi tekis harakati uchun quyidagini yozish mumkin:

$$D = \psi. \quad (174)$$

(173) tenglamadan ko'rinib turibdiki, drossel-zaslonka to'la ochiq holatda turganda dinamik omil transmissiya uzatmasiga va dvigatel valining aylanishlar chastotasiga bog'liq ravishda o'zgaradi.

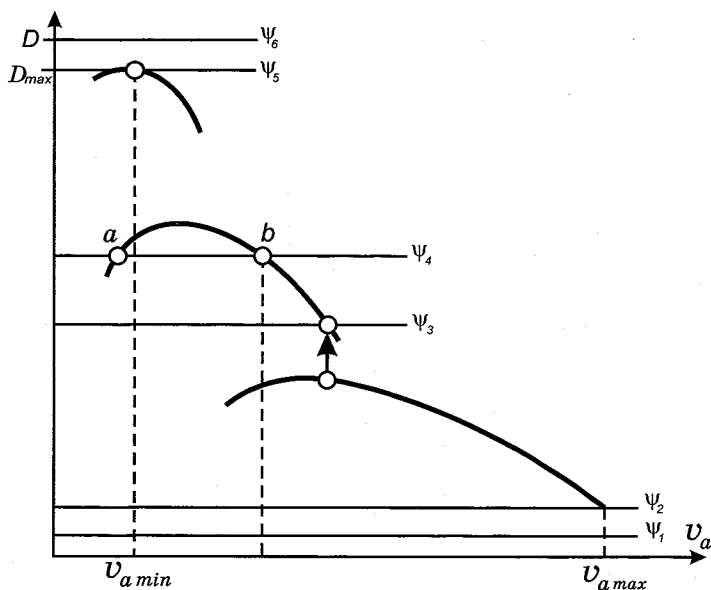
Pog'onali uzatmaga ega bo'lgan avtomobillar uchun dinamik omilning qiymatlari har bir uzatma uchun alohida topiladi. Agar topilgan qiymatlarning tezliklar bo'yicha chizmasini chizsak dinamik omillarning har bir uzatmadagi o'zgarish qonuniyatini yaqqol ko'ramiz. Bunday chizma **avtomobilning dinamik tasnifi** deb ataladi. Uch pag'onali uzatmaga ega bo'lgan avtomobilning dinamik tasnifi 39-chizmada ko'rsatilgan. Bu yerda avtomobilning harakat tezligi bilan dvigatelning tirsakli vali o'rtasidagi bog'lanish quyidagicha:

$$v_a = r_d \frac{n_{dv}}{i_{tr}}$$

Bu formula yordamida har bir tezlik uchun tirsakli valning aylanishlar chastotasi aniqlanadi. Bunga asosan dvigatelning tezliklar tasnifidan burovchi momentning bir qancha qiymatlari aniqlanib, (173) ifodaga qo'yiladi. havoning qarshiligi P_x esa, (29) ifoda orqali aniqlanadi.

Avtomobilning dinamik tasnifi yordamida bir qator ekspluatatsion masalalarni yechish mumkin. Masalan, dinamik tasnif yordamida berilgan sharoitdagi avtomobilning maksimal tezligi, yo'lning keltirilgan qarshilik koefitsienti va shig'ov bilan harakatlanish vaqtidagi tezlanishni aniqlash mumkin. Bundan tashqari, berilgan yo'l sharoitida va uzatmada avtomobilning yengib o'ta oladigan qiyaligini aniqlash mumkin.

Buning uchun 39-chizmadan foydalanamiz. Chizmada ordinata o'qiga yo'lning keltirilgan qarshilik koefitsientining bir necha qiymatlari qo'yilib, u nuqtalardan abssissa o'qiga parallel chiziqlar o'tkazilgan. Dinamik



39-chizma. Avtomobilning dinamik tasnifi.

omil bilan yo'lining keltirilgan qarshilik koeffitsientlarining masshtabi bir xil, chunki tekis harakat uchun quyidagi tenglik o'rinli:

$$D = \psi.$$

Demak, avtomobilning turg'un harakat qilish sharti ekan. Agar shu shart bajarilmasa, avtomobilning harakati noturg'un bo'lib sekinlashuvchan xususiyatga ega bo'lib qoladi.

Avtomobilning yuqori uzatmadagi maksimal tezligi ψ_2 qiymatga to'g'ri keladi, ya'ni yo'lining berilgan qarshiligi ψ_2 da avtomobilning tezligi $v_{a,max}$ bo'ladi. Avtomobilning minimal turg'un tezligini topish uchun birinchi uzatmadagi dinamik tasnif chizig'iga gorizontal holda urinma o'tkazamiz (chizmada ψ_5) Minimal tezlik bu holda v_{min} bo'lib, dinamik omil D_{max} ga teng bo'ladi. Har bir uzatma uchun minimal turg'un tezlik shu usulda topiladi.

Aytaylik, yo'lining keltirilgan qarshilik koeffitsienti o'zgaruvchan bo'lsin. Agar $\psi = \psi_1$ bo'lib qolsa, to'g'ri chiziq barcha dinamik omillarning ostidan o'tadi. Bunday qarshilikka ega bo'lgan yo'lda faqat qiya ochilgan drossel-zaslonka bilan yurishi maqsadga muvofiq, aks holda, avtomobil doim shig'ov bilan harakatlanishi mumkin.

Agar $\psi = \psi_4$ bo'lib qolsa, avtomobilning yurishi mumkin bo'lgan ikkita kesishish nuqtasi hosil bo'ladi. Lekin qaysi nuqtada yurish maqsadga muvofiq degan savol paydo bo'lishi mumkin. Agar avtomobilning tekis harakati ta'minlansa, ikkala nuqtada ham yurish mumkin. Lekin a nuqtadagi harakat turg'un bo'lmaydi, chunki ψ kutilmaganda ozgina ko'paysa, avtomobil bu qarshilikni yengib o'ta olmaydi. Natijada avtomobil sekinlanuvchan harakatga o'tib qoladi. Shuning uchun avtomobil b nuqtada harakat qilishi kerak, chunki qarshilik kutilmaganda ortganda ham bu ortiqcha qarshilikni avtomobil o'zining tezligini kamaytirish hisobiga yengadi. Demak, harakat turg'un bo'lishi uchun avtomobil har bir uzatmada D_{max} nuqtaning o'ng tomonidagi zonada harakat qilishi zarur.

Agar $\psi = \psi_6$ bo'lib qolsa, ($D_{max} < \psi_6$) avtomobil harakati faqat sekinlanuvchan bo'ladi, ya'ni avtomobil yo'lining qarshiligi ψ_6 ga teng bo'lgan sharoitda ishlashga moslashmagan hisoblanadi. Bundan tashqari, dinamik tasnif qachon uzatmani almashtirish kerakligi to'g'risida ham ma'lumot beradi.

Yo'lining keltirilgan qarshilik koeffitsienti ψ va shu yo'l uchun f ning qiymati aniq bo'lsa, avtomobilning berilgan uzatmada yuqoriga ko'tarilish burchagini quyidagicha aniqlash mumkin:

$$i = \psi - f = tg\alpha.$$

Lekin urinma kuchning qiymatini g'ildirak bilan tuproq orasidagi ilashish xususiyati cheklaydi. Bu vaqtdagi avtomobilning dinamik omili ilashish bo'yicha maksimal urinma kuch P_φ orqali topiladi:

$$D_\varphi = \frac{P_\varphi - P_x}{Q}. \quad (175)$$

D_φ kattalik avtomobilning ilashish bo'yicha dinamik omili deb ataladi. Avtomobilning faqat orqa g'ildiraklari yetakchi bo'lsa, $P_\varphi = \varphi \cdot \lambda_e Q_e$

Nazorat uchun savollar



1. Avtomobilning kuch balansi tenglamasiga ta'rif bering.
2. Avtomobilning yuqoriga shig'ov harakatida qanday kuchlar ta'sir etadi?
3. Kuch balansi chizmasini tushuntiring.
4. Avtomobilning dinamik xususiyatini belgilovchi omilga ta'rif bering.
5. Dinamik omilning har xil ko'rinishlariga ta'rif bering.
6. Avtomobilning dinamik tasnifini tushuntiring.
7. Dinamik tasnif yordamida qanday amaliy xulosalar chiqarish mumkin?
8. Ilashish bo'yicha dinamik omilga ta'rif bering.

27-§. AVTOMOBILNING QUVVAT BALANSI

Yetakchi g'ildiraklarga yetib kelgan quvvatni qanday tashqi qarshiliklarni yengishga sarf bo'layotganini ko'rsatuvchi tenglama **avtomobilning quvvat balansi** deb ataladi.

Ma'lum tezlanish bilan α burchak ostida yuqoriga ko'tarilayotgan avtomobil uchun quvvat balansi tenglamasi quyidagicha yoziladi:

$$N_F = N_f + N_i + N_x + N_j \quad (176)$$

Shatakchi avtomobil uchun tenglama tarkibiga qo'shimcha ilgakdagi quvvat P_{it} ham qo'shiladi. Tenglamadagi quvvatlarning nimani ifodalashi yuqoridagi boblarda ko'rib o'tildi. Bu quvvatlar o'rniga o'z ifodalarini qo'ysak, quvvat balansi quyidagi ko'rinishga ega bo'ladi:

$$N_F = \frac{f \cdot Q \cdot \cos \alpha \cdot v_a}{1000} + \frac{Q \cdot \sin \alpha \cdot v_a}{1000} + \frac{P_x \cdot v_a}{1000} + \frac{\delta_{ayl} \cdot P_j \cdot v_a}{1000} \quad (177)$$

Transmissiyadagi yo'qotishlar har bir uzatma uchun o'zgarmas ekanligini bilgan holda, transmissiyadagi yo'qotilayotgan quvvatni (131) ifoda yordamida aniqlash mumkin.

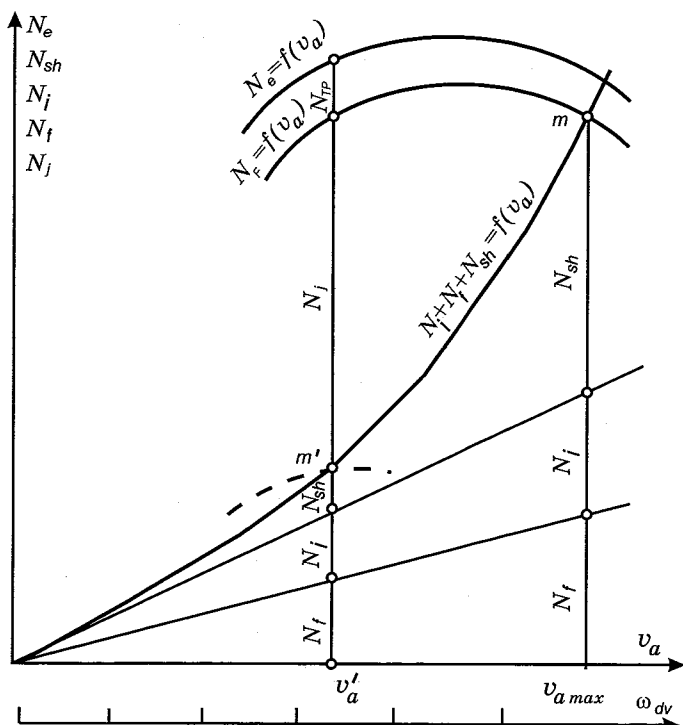
Avtomobilning har bir tezligida quvvatning taqsimlanishini aniq tasavvur qilish uchun quvvat balansi tenglamasini chizma usulda yechamiz (40-chizma).

Dvigatel quvvati hamda barcha qarshiliklarni yengish uchun sarf bo'layotgan quvvatlarni avtomobilning tezligi va dvigatel valining aylanishlari chastotasi bilan bog'lash maqsadida chizmada abssissa o'qiga ikkita parametr qo'yilgan (tezlik v_a va aylanishlar chastotasi ω_{dv}) Dvigatel quvvatini transmissiyaning FIKga ko'paytirib yetakchi g'ildirakdagi quvvat N_F ni topamiz. Bundan tashqari, grafikda N_f , N_i va $N_i + N_f + N_x$ kabi parametrlarning tezliklar bo'yicha o'zgarishi ham keltirilgan.

Keltirilgan grafik umumiy holda (177) tenglamaning yechimi hisoblanadi. Bu grafikdan ko'p amaliy ahami-

yatga ega bo'lgan javoblarni olish mumkin. Berilgan avtomobil va sharoit uchun maksimal tezlik grafiklari $N_F = f(v_a)$ va $N_x + N_f + N_i = f(v_a)$ kesishgan nuqtaga to'g'ri keluvchi tezlik $v_{a,max}$ hisoblanadi. Kesishgan m nuqtadan o'ng tomondagi tezlik doim sekinlanuvchan xususiyatga ega, chunki qarshiliklarning yig'indisi yetakchi g'ildirakdagi quvvatdan doim ko'p bo'ladi. m nuqtadan chap tomondagi barcha tezliklarda quvvatning qarshiliklardan ortiqcha qiymati mavjud. Bu ortiqcha quvvat N_g avtomobilga tezlanish berishga intiladi. Shuning uchun bu ortiqcha quvvatdan avtomobilning shig'ov harakatlanishi uchun foydalaniladi.

Agar shu zonada avtomobilning tekis harakatlanishi zarur bo'lsa, drossel-zaslonka qiya qilib ochiladi, u vaqtda $N_F = f(v_a)$ chiziq bilan $N_f + N_i + N_x = f(v_a)$



40-*chizma*. Avtomobilning quvvat balansi grafigi.

chiziqning kesishgan nuqtasi tezlik kichik bo'lgan tarafga siljiydi. Natijada avtomobil v' tezlikda tekis harakat qila boshlaydi. Bundan tashqari, 40-chizmada keltirilgan diagramma yordamida ma'lum tezlikda ketayotgan avtomobil qanchalik qarshiliklarni yengib o'ta olishini ham aniqlash mumkin.

Nazorat uchun savollar



1. Avtomobilning quvvat balansi tenglamasiga ta'rif bering.
2. Quvvat balansi tenglamasini grafik usulda yechishning afzalligi nimada?
3. Grafik usulda yechilgan quvvat balansi tenglamasini tushuntiring va tahlil qiling.

28-§. AVTOMOBILNING SHIG'OV BILAN HARAKATLANISHI

Avtomobilning shig'ov bilan harakatlanishi traktorning shig'ov bilan harakatlanishiga nisbatan o'ziga xos xususiyatlarga ega. Traktorda tishlashish muftasini qo'shishdan avval, dvigatelning vali maksimal salt ishlash tezligiga ega bo'lsa, avtomobil dvigateli valining aylanishlar chastotasi minimal turg'un aylanishdan biroz ko'proq bo'ladi, lekin nominal aylanishlar chastotasiga hech qachon yaqin bo'lmaydi. Tishlashish muftasi ko'shilgandan so'ng traktor dvigatelining aylanishlar chastotasi regulator orqali boshqarilsa, avtomobil dvigatelining aylanishlar chastotasi bevosita haydovchi orqali boshqariladi. Shig'ov bilan harakatlanish asta-sekin bajarilishi uchun haydovchi doim aylanishlar chastotasini bir xil ushlab turishga harakat qiladi. Shuning uchun dvigatel valining burovchi momenti bilan muftaning momenti shig'ov bilan harakatlanishning boshlang'ich momentlarida bir xil o'sishga ega bo'ladi. Natijada dvigatel valining tezligi bilan transmissiya bir-lamchi valining burchak tezliklari tez tenglashadi va shig'ov bilan harakatlanishning birinchi davri qisqa vaqt ichida tugaydi.

Lekin dvigatelning burovchi momenti ma'lum chegaragacha ortib boradi (40-chizmada m nuqta). Agar shu davrgacha dvigatel vali va transmissiya birlamchi valining burchak tezliklari tenglashmay, muftaning momenti ortib borsa, dvigatel valining burchak tezligi bundan keyin kamayib boradi. Bu vaqtda shig'ov bilan harakatlanishning birinchi davri traktorniki kabi bo'lib qoladi (bu jarayon professor B.Y.Ginsburg tomonidan mukammal rivojlantirilgan).

Shig'ov bilan harakatlanishning birinchi davrida haydovchi ko'pincha akselerator richagini oxirigacha bosadi va imkoni boricha, qisqa vaqt ichida boy aralashma tayyorlashga harakat qiladi. Bu bilan shig'ov harakatlanishning birinchi davrini tez tugashiga erishiladi. Shuning uchun shig'ov bilan harakatlanish jarayonini o'rganishni uning ikkinchi davridan boshlaymiz.

Shig'ov bilan harakatlanish vaqtidagi tezlanish quyidagicha aniqlanadi:

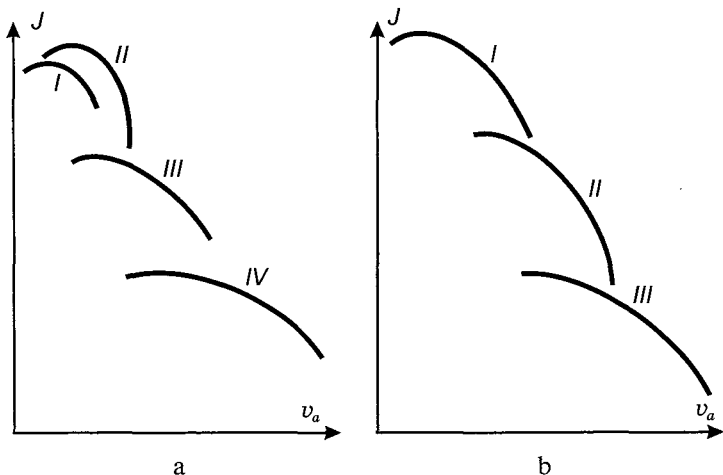
$$j = (D - \psi) \frac{g}{\delta_{ayl}}. \quad (178)$$

Agar $\psi = f \cos \alpha \pm \sin \alpha$ ekanligini hisobga olsak, gorizontal yuzadagi shig'ov harakatlanish uchun quyidagini yozish mumkin:

$$j = (D - f) \frac{g}{\delta_{ayl}}.$$

Ko'rinib turibdiki, dinamik omilning qiymati qancha katta bo'lib, yo'lning keltirilgan qarshilik koeffitsienti kichik bo'lsa, tezlanishning miqdori shuncha ko'p bo'ladi. Bunday farq past uzatmalarda mavjud bo'ladi. Lekin past uzatmalarda transmissiyaning uzatishlar soni ko'p bo'lgani uchun aylanuvchi massalarni hisobga oluvchi koeffitsient δ_{ayl} ham ortib ketib, tezlanishning miqdoriga salbiy ta'sir ko'rsatishi mumkin. Shuning uchun doim eng past uzatmada shig'ov bilan harakatlanish maqsadga muvofiq bo'lavermaydi. Bu hol, ayniqsa, yuk avtomobillari uchun tegishli. Agar ularning tezlanishlari chizmasini tahlil qilsak, birinchi uzatmaning chizmasi ikkinchi uzatmanikidan pastda joylash-

ganini ko'ramiz (41-chizma). Birinchi uzatmada koeffitsient δ_{ayl} o'zining maksimal qiymatiga ega bo'ladi. Bu uzatma asosan, to'la yuklangan avtomobilni o'rnidan siljitib olish uchun qo'llaniladi. Natijada shig'ov bilan harakatlanishning birinchi davri qisqa vaqt davom etishi mumkin. Shu chizmaning o'zida yengil avtomobillarning tezlanish chizig'i ham keltirilgan.



41-chizma. Yuk (a) va yengil (b) avtomobillarning tezlanish chiziqlari.

G'ildirak bilan harakat yuzasining ilashishi, dvigatel yonilg'isining sifati va karburatorning sozlanishi kabi masalalar ham shig'ov bilan harakatlanish jarayonining yaxshi o'tishiga ta'sir etadi. Shig'ov bilan harakatlanish jarayonining sifatini baholovchi parametrlarga tezlanishdan tashqari shig'ov bilan harakatlanish vaqti bilan yo'li ham kiradi. Shig'ov bilan harakatlanish jarayonida shig'ov vaqti bilan yo'li qanchalik qisqa bo'lsa, avtomobilning dinamik sifati shunchalik yaxshi bo'ladi. Shu bois har bir avtomobil uchun shig'ov vaqti bilan yo'lini aniqlash katta ahamiyatga ega.

Umuman, shig'ov vaqti va yo'lini aniqlash oson masalalar qatoriga kirmaydi. Bu parametrlarni topishning uch usuli bor: 1) analitik usul; 2) grafoanalitik usul; 3) chizma usul.

Birinchi usulda shig'ov vaqti bilan yo'lni aniqlashda tezlanish va tezlikning umumiy ifodalaridan foydalaniladi, ya'ni:

$$j_a = \frac{dv}{dt}; \quad v_a = \frac{dS}{dt}. \quad (179)$$

Boshlang'ich tezlikni v_1 va shig'ov oxiridagi tezlikni v_2 bilan belgilasak, shig'ov vaqti bilan yo'li quyidagicha aniqlanadi:

$$\int_0^{t_{shig'}} dt = t_{shig'} = \int_{v_1}^{v_2} \frac{dv_a}{j_a}.$$

$$\int_0^s ds = S_{shig'} = \int_0^{t_{shig'}} v_a dt. \quad (180)$$

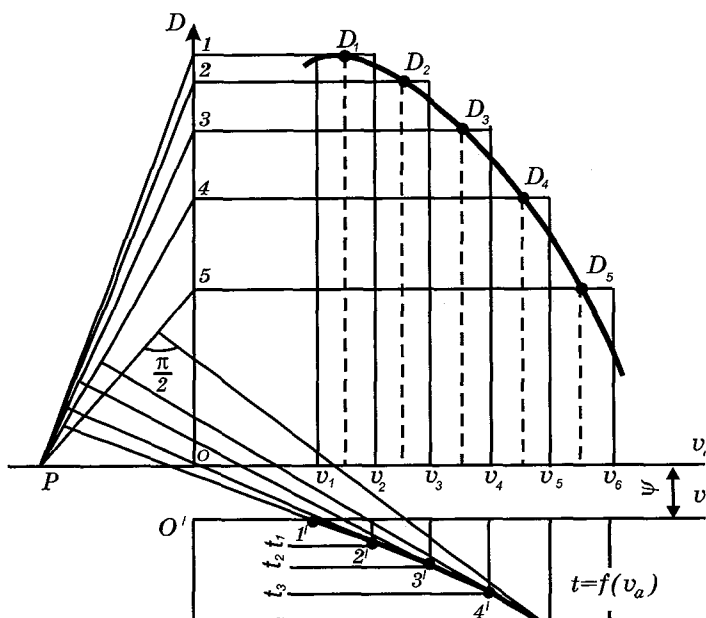
Bu tenglamalarda $j_a = f(v_a)$ funksional bog'lanish bo'lmagani uchun tenglamalarni yechish qiyinlashadi. Shuning uchun ko'pchilik hollarda grafoanalitik va chizma usullari qo'llaniladi.

Grafoanalitik usul bir qancha qo'shimcha chizmalarni qurishni va hisoblar bajarishni talab etadi (bu usulni professor G.V.Zimelev mukammal ishlab chiqqan).

Quyida shig'ov bilan harakatlanish vaqti hamda uning yo'lini aniqlash chizma usuli bilan tanishamiz. Agar chizmalarni chizishda aniqlikka rioya qilinsa, bu usul ham aniqligi jihatidan yuqoridagi usullardan farq qilmaydi.

Buning uchun avtomobilning dinamik tasnifi ma'lum bo'lishi kerak. Bitta uzatma uchun qurilgan shunday dinamik tasnif 42-chizmada ko'rsatilgan. Shig'ov vaqtini aniqlash uchun shu chizmaning pastiga ψ masofada ikkinchi koordinata sistemasini chizamiz. Ordinata o'qiga m_t masshtabda vaqtni sekundlarda qo'yamiz. Demak, $m_t = s/mm$. Tezliklar o'qining masshtabi

$$m_v = \frac{m/s}{mm}$$



42-c h i z m a. Shig'ov bilan harakatlanish vaqtini aniqlashning grafik usuli.

Abssissa o'qining davomida P nuqta olib, qutb deb belgilaymiz. OP kesma ixtiyoriy bo'lgani uchun bu masofa quyidagicha aniqlanadi:

$$OP = \frac{m_t \cdot m_D}{m_v},$$

bu yerda: m_D — dinamik omil ordinatasining masshtabi, $\frac{N/N}{mm}$.

Shig'ov vaqtini aniqlash uchun dinamik omil chizmasini teng v_1-v_2 ; v_2-v_3 ; ...; v_5-v_6 bo'laklarga bo'lamiz. Bu bo'laklar ichida dinamik omil o'zgarmas o'rtacha qiymatga ega bo'ladi deb qaraladi, ya'ni $D_1, D_2, \dots, D_5$. Avtomobilning tezligi v_1 dan v_2 gacha o'zgarishiga sarf bo'lgan vaqtni topish uchun o'rtacha dinamik omil D_1 ni ordinata o'qiga proyeksiyalaymiz va P qutb bilan tutashtiramiz. So'ngra v_1 tezlikning pastki o'qdagi proyeksiyasi 1 dan IP kesmaga perpendikular o'tkazamiz. Bu

perpendikular $2'$ nuqta bilan kesishguncha davom ettiriladi. Aniqlangan $1-2'$ kesma tezlik v_1 dan v_2 gacha o'zgargandagi sarflangan vaqtning o'zgarishini ko'rsatadi.

Tezlik v_2 dan v_3 ga qadar o'zgargandagi vaqtni topish uchun D_2 ning proyeksiyasi 2 ni qutb P bilan tutashtirib, unga $2'$ nuqtadan perpendikular o'tkazamiz. O'tkazilgan perpendikular $3'$ nuqtagacha davom etadi. Shunday usul bilan har bir tezliklar bo'lagi uchun sarflangan vaqtni aniqlash mumkin Umumiy shig'ov vaqti esa quyidagicha aniqlanadi:

$$t_{shig'} = t_1 + t_2 + t_3 + \dots + t_n. \quad (181)$$

Chizmadan aniqlangan siniiq chiziqlar istalgan vaqtdagi $t = f(v_a)$ funksiya hisoblanadi. Dinamik omil chizmasi qanchalik ko'p bo'laklarga bo'linsa, funksiya $t = f(v_a)$ shunchalik aniiq bo'ladi.

Shig'ov bilan harakatlanish yo'lini aniqlashda ham masofalari teng bo'laklarga bo'lingan dinamik omil tasnifidan foydalaniladi (43-chizma). Pastdagi ψ masofa qurilgan koordinatalar sistemasining ordinatasiga s masofa qo'yilgan. Bu o'qdagi shig'ov yo'lining masshtabi quyidagicha (m/mm):

$$m_s = \frac{g}{\delta_{ayl}} \cdot \frac{m_v^2}{m_D}$$

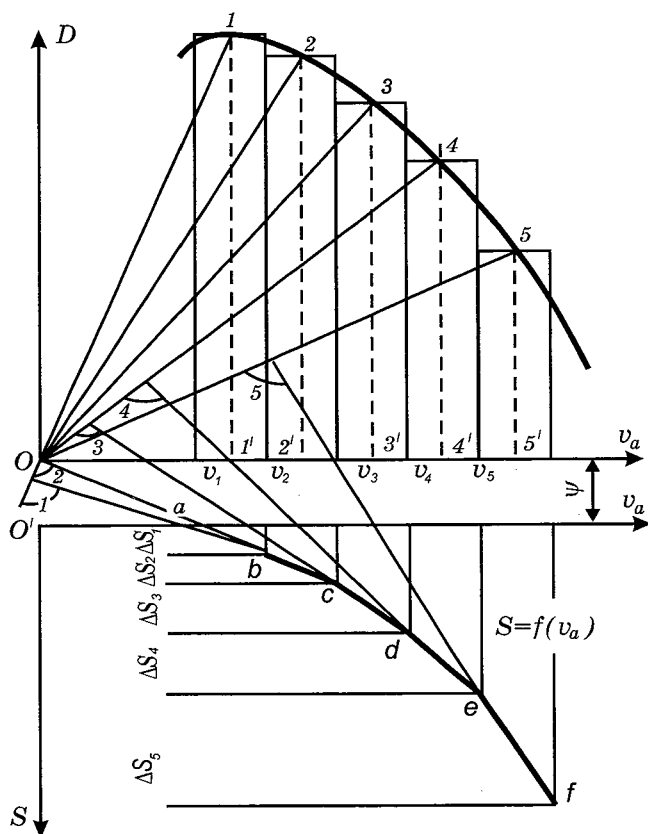
Har bir bo'lakning o'rtacha dinamik omili bo'lgan $1, 2, 3, 4, 5$ nuqtalarni koordinata boshi bilan tutashtiramiz. Avtomobil tezligini v_1 dan v_2 gacha o'zgartirish vaqtida bosib o'tgan masofasini aniqlash uchun a nuqtadan 10 ga perpendikular o'tkazamiz. Perpendikularning davomi b nuqtagacha davom etadi. Ixtiyoriy olingan masofa Δs_1 dan iborat bo'ladi. Tezlik v_2 dan v_3 gacha o'zgargandagi masofani aniqlash uchun b nuqtadan 20 ga perpendikular o'tkazamiz va uni S nuqtagacha davom ettiramiz. Ixtiyoriy olingan masofa Δs_2 dan iborat. Shu usul bilan tezlikning har bir bo'lagi uchun masofalarni aniqlasak, $s = f(v_a)$ ni ifodalovchi siniiq chiziqqa ega bo'lamiz Dinamik tasnif qanchalik ko'p

bo'laklarga bo'linsa, $s = f(v_a)$ funksiya shunchalik aniq bo'ladi.

Shig'ov vaqtida bosib o'tilgan umumiy masofa tezlikning ayrim bo'laklarida bosib o'tilgan masofalarning yig'indisiga teng, ya'ni:

$$S_{shig'} = S_1 + S_2 + S_3 + \dots + S_n. \quad (182)$$

Lekin shuni e'tiborga olish kerakki, yuqoridagi usullar bilan aniqlangan $t_{shig'}$ hamda $S_{shig'}$ haqiqiy shig'ov



43-**chizma**. Shig'ov bilan harakatlanish yo'lini aniqlashning chizma usuli.

bilan harakatlanish vaqti va yo'ldan farq qiladi. Chunki bu parametrlar nazariy yoki grafik usulda aniqlanayotganda haydovchining mahorati, uzatmalar qutisining xususiyatlari va shig'ov vaqtidagi dvigatel quvvatining o'sib borishi hisobga olinmaydi. Lekin amaliy hisoblarda bu natijalarni ishlatish mumkin.

Nazorat uchun savollar



1. Avtomobilning shig'ov harakati traktornikidan qaysi xususiyati bilan farqlanadi?
2. Shig'ov harakat paytidagi tezlanishning ifodasini tahlil qilib bering.
3. Shig'ov harakatda aylanib ishlovchi detallar mas-salarini hisobga oluvchi koeffitsientning ahamiyati-ni ayting.
4. Yuk avtomobili bilan yengil avtomobilning shig'ov harakat chiziqlarini o'zgarishini tahlil qilib bering.
5. Shig'ov harakat vaqtining tarkibiy bo'laklariga tushuncha bering.

29-§. AVTOMOBILNI TORTISH KUCHI BO'YICHA HISOBLASH

Qishloq va suv xo'jaligida avtomobildan foydalanish kun sayin kengayib bormoqda. Avtomobildan hozirda faqat asfalt yo'llarida foydalanibgina qolmay, ular hech qanday qoplamaga ega bo'lmagan yo'llarda ham keng ishlatilmoqda. Shu sababli qishloq va suv xo'jaligi uchun mo'ljallangan avtomobillar uchun alohida ta-lablar qo'yiladi.

Umuman, avtomobillar yagona tizim asosida ishlab chiqariladi. Ushbu tizimga asosan foydali yuk ko'tarish qobiliyati 30—100 kN ga teng bo'lgan sinfdagi avtomo-billar qishloq va suv xo'jaligi uchun mo'ljallangan. Bu avtomobillarni loyihalash davrida qishloq xo'jaligiga mos bo'lgan maksimal yuklanish, yo'lsiz sharoitlarda uning manyovrchanligi (moslashishi)ni oshirish va shu sharoitdagi maksimal tezliklarini yaxshilash kabilar hisobga olinadi. Shuning uchun avtomobilning tortish

xususiyatlari bo'yicha hisoblashda quyidagi parametrlar aniqlanadi: 1) dvigatel quvvati; 2) avtomobilning to'la og'irligi; 3) birinchi uzatmadagi maksimal dinamik omil; 4) avtomobil kuch uzatmasining uzatmalar soni.

Asosan, yo'lsiz sharoitlar uchun o'z-o'zini yurgazishga bo'lgan qarshilik koeffitsienti $f = 0,02-0,025$; yo'lining keltirilgan qarshilik koeffitsienti esa, $\psi = 0,04$ deb qabul qilinadi.

Demak, avtomobilni hisoblash uchun f va ψ koeffitsientlar taxminan berilgan bo'ladi. Bulardan tashqari, hisobni bajarish uchun avtomobilning qo'tarilish qiyaligi α_{max} yoki i_{max} , maksimal tezlik v_{max} hamda birinchi uzatmadagi ko'tarilish qiyaligi $\alpha_{I_{max}}$ yoki $i_{I_{max}}$ kabi parametrlar aniq bo'ladi. Bular asosan qishloq yo'llarining sharoitiga qarab belgilanadi.

Dvigatelning quvvati avtomobil nominal yuklanganda berilgan yo'l sharoiti uchun maksimal tezlik v_{max} ni ta'minlashi shart. Shu shartga asosan quyidagini yozish mumkin:

$$N_e = \frac{Q \cdot (f \cos \alpha + \sin \alpha) \cdot v_{max} + P_x \cdot v_{max}}{1000\eta_{tr}} \quad (183)$$

Avtomobilning tezligi bilan dvigatel valining aylanishlar chastotasi orasidagi bog'lanish quyidagicha:

$$n_{dv} = \frac{i_{tr} \cdot v_{max}}{r_d}$$

Agar (183) ifodada $f \cos \alpha \pm \sin \alpha = \psi$ ekanligini hisobga olsak,

$$N_e = \frac{Q \cdot \psi \cdot v_{max} + P_x \cdot v_{max}}{1000\eta_{tr}}. \quad (184)$$

(183) hamda (184) ifodalardan ikkita kattalikni aniqlash mumkin. Agar (183) ifodaga ψ va v_{max} ning berilgan qiymatlarini qo'ysak tezlik v_{max} bo'lgandagi dvigatelning quvvatini aniqlagan bo'lamiz. Agar (184) tenglamaga tezlikning bir qator qiymatlari bilan maksimal ψ_{max} ni qo'ysak, qarshilik maksimal bo'lgandagi minimal tezlikni va shu qarshilikni yengish uchun kerak bo'lgan dvigatelning quvvatini aniqlaymiz.

Avtomobilning to'la og'irligi foydali yuk Q_f bilan o'zining og'irligi Q_a ning yig'indisiga teng:

$$Q = Q_f + Q_a. \quad (185)$$

Avtomobilning foydali Q_f yuki uning bajaradigan ishiga va yukning turiga qarab beriladi. Avtomobilning o'z og'irligi uning yuk ko'tarish qobiliyatiga qarab aniqlanadi. Avtomobilning yuk ko'tarish qobiliyati η_Q avtomobilning o'z og'irligini foydali yukka bo'lgan nisbati bilan belgilanadi:

$$\eta_Q = \frac{Q_a}{Q_f}. \quad (186)$$

Yuk avtomobillari uchun bu koeffitsient 0,6—1 gacha; yengil avtomobillar uchun esa 0,2—0,4 atrofida bo'ladi.

Ma'lumki, yo'lning keltirilgan qarshiligi ψ ning qiymati maksimal bo'lganda avtomobil birinchi uzatmada harakat qiladi, chunki maksimal qarshilikni yengish uchun dinamik omili maksimal qiymatga ega bo'lishi kerak, ya'ni:

$$D_{max I} = \frac{P_{\varphi max} - P_x}{Q}$$

Lekin birinchi uzatmada P_u ning qiymatini tuproq bilan g'ildirakning ilashishi cheklab qo'yadi. Shuning uchun yuqoridagi ifodaga P_{umax} o'rniga P_φ ni qo'ysak va birinchi uzatmada harakat qilayotgan avtomobil uchun havo qarshiligining kamligini hisobga olsak quyidagiga ega bo'lamiz:

$$D_{max I} = \frac{P_\varphi}{Q}. \quad (187)$$

Orqa g'ildiraklari yetakchi bo'lgan avtomobil uchun,

$$D_{max I} = \lambda_e \cdot \varphi$$

Transmissiyaning uzatishlar sonini aniqlashda bosh uzatmaning uzatish sonini aniqlashdan boshlanadi.

Dvigatelning quvvati tanlangandan so'ng uning tez-

liklar tasnifi quriladi (prof. I.M.Lenin yoki Leyderman metodi). Tezliklar tasnifida dvigatel valining aylanishlar chastotasi avtomobilning tezligi bilan bog'langan. Shunga asosan bosh uzatmaning uzatishlar soni quyidagicha aniqlanadi:

$$i_{\delta} = \frac{n_{dv} \cdot r_d}{v_{\max}}. \quad (188)$$

Uzatishlar qutisining birinchi uzatmasi uchun ($\psi_{\max}$ uchun) quyidagi ifoda o'rinli:

$$D_{\max I} = \frac{P_{y1} - P_x}{Q}.$$

Past uzatmalarda $P_x \rightarrow 0$ bo'lganligi uchun,

$$D_{\max I} = \frac{M_{dv} \cdot \eta_{tr} \cdot i_{o'q} \cdot i_{\delta} \cdot r_d}{Q}.$$

Bu yerdan

$$i_{uqI} = \frac{D_{\max I} \cdot Q \cdot r_d}{M_{dv} \cdot i_{\delta} \cdot \eta_{tr}} = \frac{\psi_{\max} \cdot Q \cdot r_d}{M_{dv} \cdot i_{\delta} \cdot \eta_{tr}}. \quad (189)$$

Uzatmalar soni qishloq xo'jaligida ishlatiladigan avtomobillar uchun to'rtta yoki beshta bo'ladi. Uzatmalar qatorining tuzilmasi geometrik progressiya tamoyili asosida belgilanadi, ya'ni:

$$q = \sqrt[z-1]{\frac{i_{ukI}}{i_{ukZ}}}.$$

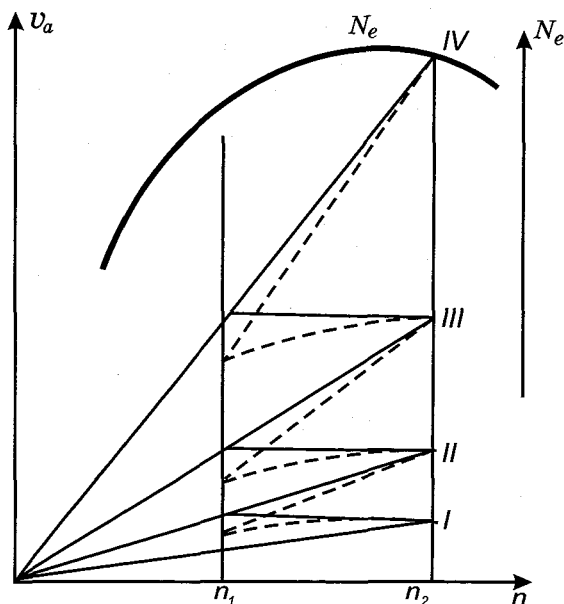
Qolgan uzatmalar uchun uzatishlar soni quyidagicha:

$$i_{ukz} = 1;$$

$$i_{ukII} = i_{uk} \cdot q;$$

.....

$$i_{ukz-1} = i_{ukI} \cdot q^{z-2}.$$



44-**chizma.** Geometrik progressiya prinsipi qo'llanilgan avtomobilning shig'ov bilan harakatlanish jarayoni.

Bu esa quyidagi shartlarning bajarilishini talab etadi:

1. *Shig'ov bilan harakatlanish har bir uzatmada dvigatel valining bir xil aylanishlar chastotasi n_1 da boshlanib, ikkinchi aylanishlar chastotasi n_2 da tugashi kerak.*

2. *Uzatmalarni biridan ikkinchisiga almashtirish vaqtida aylanishlar chastotasining pasayishi ro'y bermaydi.*

Yuqoridagi talablarga javob beruvchi va shuningdek, geometrik progressiya tamoyili asosida qurilgan avtomobilning shig'ov harakatlanish jarayoni 44-chizmada keltirilgan. Bunga asosan quyidagini yozish mumkin:

$$\frac{n_1 \cdot r_d}{i_{\delta} \cdot i_{ukII}} = \frac{n_2 \cdot r_d}{i_{\delta} \cdot i_{ukI}};$$

.....

$$\frac{n_1 \cdot r_d}{i_{\delta} \cdot i_{uk}} = \frac{n_2 \cdot r_d}{i_{\delta} \cdot i_{ukIII}}.$$

Bu tenglamalar tizimini umumiy holda yozsak:

$$\frac{i_{ukz-1}}{i_{ukz}} = \frac{n_1}{n_2}.$$

Agar birinchi shartni hisobga olsak, u holda, quyidagiga ega bo'lamiz:

$$\frac{i_{ukz-1}}{i_{ukz}} = const.$$

Haqiqatda esa, uzatmalar almashtirilayotgan paytda avtomobil tezligining pasayishi ro'y beradi, bu hol chizmada punktir chiziq bilan ko'rsatilgan. Shuning uchun amalda, uzatmalar sonining nisbatlarini uzatmalar yuqorilashib borishi bilan kamaytirib boriladi.

Nazorat uchun savollar



1. Avtomobilni tortish kuchi bo'yicha hisoblashning amaliy foydasi nimada?
2. Tortish kuchi bo'yicha hisoblashda qanday parametrlar aniqlanadi?
3. Tortish kuchi bo'yicha hisoblashlar uchun qaysi kattaliklar berilgan bo'ladi?
4. Dvigatelning quvvatini aniqlashdagi shartlarni sanang.
5. Avtomobilning necha xil og'irligi mavjud?
6. Dinamik omil va uzatmalar qutisining uzatishlar sonini aniqlash uslubini tushuntiring.

VII B O B

TORMOZLANISH DINAMIKASI

30-§. TORMOZLANISH JARAYONI

Avtomobil tezligini belgilangan miqdorgacha kamaytirish yoki uni butunlay to'xtatish uchun hamda uning qiyalikda tinch turishini ta'minlash maqsadida barcha avtomobillar tormoz tizimi bilan jihozlangan. O'z tezligini qisqa muddat ichida pasaytirish yoki biridaniga to'xtash avtomobilni asosiy dinamik sifatlariga kiradi. Bu sifatlarning yaxshi bo'lishi zamonaviy avtomobillarning o'rtacha tezligini orttirishga imkon beradi, uning iqtisodiy samaradorligini oshiradi. Tormozlanish vaqtida tormoz kolodkalari bilan tormoz barabani orasida ishqalanish sodir bo'ladi. Natijada g'ildirakning aylanishiga qarshilik qiluvchi ishqalanish momenti hosil bo'ladi. Avtomobilning to'xtashiga, asosan, unda yig'ilgan kinetik energiya qarshilik qiladi. Ma'lum tezlikda ketayotgan avtomobil uchun kinetik energiya quyidagicha:

$$U_k = \frac{m_a \cdot v_a^2}{2}.$$

Tormozlanish paytida kinetik energiya U_k tormoz kolodkasi bilan tormoz barabanining ishqalanishi natijasida issiqlik energiyasiga aylanib, tashqi muhitga tarqaladi. Ikkinchi tomondan, tormozlanish vaqtida ma'lum ish bajariladi. Bajarilgan ish miqdor jihatdan kinetik energiyaga teng, ya'ni:

$$\frac{m_a \cdot v_a^2}{2} = P_t \cdot s_t,$$

bu yerda: P_t — tormozlanish paytida g'ildirak bilan tuproq orasida hosil bo'lgan reaksiya kuchi, N; s_t — tormozlanish yo'li, m.

U vaqtda ma'lum tezlikda ketayotgan avtomobilni

butunlay to'xtatish uchun reaksiya kuchi quyidagicha bo'lishi kerak:

$$P_t = \frac{m_a \cdot v_a^2}{2 \cdot s_t}.$$

Tormozlanish paytida g'ildiraklar sirpanmasligi uchun ushbu shart bajarilishi kerak:

$$P_{t \max} \leq \phi \cdot Q. \quad (190)$$

Tormozlanishning sifati tormoz tizimi, ilashish koefitsienti ϕ va haydovchining mahoratiga ko'p jihatdan bog'liq. G'ildiraklar maksimal tormozlanib, lekin ular sirpanishga o'tmagan holda, ya'ni g'ildiraklar aylanish bilan sirpanishning chekli holatida tormozlansa, u yaxshi o'tishi mumkin. Bu vaqtda tormoz yo'li qisqa bo'ladi va shina kam yeyiladi, yo'l qoplamasida esa, shina naqshlarining biroz izi qoladi.

Nazorat uchun savollar

- ?
1. Tormaz tizimining vazifasini ayting.
 2. Tormazlanish jarayoniga ta'sir etuvchi omillarni sanang.
 3. Ilashish koefitsientini oshirish tormozlanishni yaxshilaydimi yoki aksincha?

31-§. TORMOZLANISH PAYTIDAGI AVTOMOBILNING HARAKAT TENGLAMASI VA TORMOZLANISH SIFATINI BELGILOVCHI KATTALIKLAR

Yuqorida kuchlar balansiga binoan harakatning differensial tenglamasini keltirib chiqargan edik. Bu tenglamada qarshiliklar yig'indisi ΣP ni urinma kuch P_u ga bo'lgan munosabati harakatning xususiyatini belgilab berar edi, ya'ni $P_u = \Sigma P$ bo'lsa, harakat tekis hisoblanadi; $P_u > \Sigma P$ bo'lsa, harakat tezlanuvchan; $P_u < \Sigma P$ bo'lsa, harakat sekinlanuvchan xususiyatga ega bo'ladi.

$P_u < \Sigma P$ tengsizlikni hisobga olgan holda harakatning differensial tenglamasidagi urinma kuch o'rniga tormoz-

lovchi kuch P_t ni qo'ysak, sekinlanuvchan yoki tormozlanish paytidagi avtomobilning harakat tenglamasiga ega bo'lamiz. Bu tenglama quyidagi ko'rinishga ega:

$$j_t = \frac{g}{\delta_{ayl} \cdot Q} \cdot (P_t + \Sigma P). \quad (191)$$

Tormozlanish paytida P_t ning yo'nalishi P_u ning yo'nalishiga qarama-qarshidir.

Tormozlash kuchining maksimal qiymati ilashish koeffitsienti φ bilan belgilanadi. Gorizontal harakat yuzasi uchun maksimal sekinlanishni aniqlashda ΣP o'rniga $(Q \cdot \psi + P_x)$ ifodani qo'yamiz:

$$i_t = \frac{g}{\delta_{ayl}} \left(\varphi + \psi + \frac{P_x}{Q} \right). \quad (192)$$

(191) yoki (192) tenglamalar tormozlanish vaqtidagi harakat tenglamasidir. Gorizontal yuzada $j_t = 7-8 \text{ m/s}^2$. Lekin maksimal sekinlanishdan tashqari avtomobilning tormozlanish sifatini belgilovchi quyidagi kattaliklar qabul qilingan: a) tormozlanish vaqti; b) tormozlanish yo'li. **Tormozlanish vaqti va yo'li** ko'p omillarga bog'liq. Haydovchining mahorati, tormoz uzatmasining xili va holati, yo'l qoplamasining turi shular jumlasidandir. Bu omillarning eng asosiylari va tormozlanish vaqtiga ko'p ta'sir etuvchilari quyidagilar:

1. Haydovchining reaksiyasi.
2. Tormoz uzatmasining ishlash vaqti.
3. Sekinlanishning maksimal o'sish vaqti.
4. To'la tormozlanish vaqti.
5. Sekinlanishning pasayish davri.

1. **Haydovchining reaksiyasi** t_1 uchun ketgan vaqtda haydovchi tormozlash to'g'risida ishora oladi, bu ishorani fikran tahlil qiladi va tormozlash uchun tayyorgarlik ko'radi. Bu vaqt asosan, haydovchining psixologik holatiga va mahoratiga bog'liq bo'lib, 0,6—1,0 s ga teng.

2. **Tormoz uzatmasining ishlash vaqti** t_2 uchun ketgan

vaqtda asosan tormoz pedalining salt yo'li tanlanadi va ishchi agent (suyuqlik, havo) ish silindrlariga yetib borib tormozlarni ishga tushiradi. Bu vaqtning miqdori ishchi agentning turiga bog'liq. Agar agent suyuqlik bo'lsa $t_2=0,03-0,05$ s; havo bo'lsa $t_2=0,2-0,4$ s.

3. Sekinlanishning maksimal o'sish vaqti t_3 tormozlarning ishga tushishidan boshlanib, talab qilingan maksimal sekinlanishga erishilguncha davom etadi. Tormoz uzatmasidagi ishchi agent suyuqlik bo'lsa, bu vaqt $0,15-0,2$ s; havo bo'lsa, ≈ 1 s atrofida bo'ladi.

4. To'la tormozlanish vaqti t_4 maksimal sekinlanishga erishilgandan boshlanib, avtomobilning tezligi kerakli miqdorga kamaytirilguncha davom etadi. Bu vaqt asosan, avtomobilning boshlang'ich tezligi v_a ga va ilashish koeffitsienti φ ga bog'liq bo'lib, quyidagicha aniqlanadi:

$$t_4 = \frac{v_a}{g \cdot \varphi}.$$

5. Sekinlanishning pasayish vaqti $t_5=0,2-1,8$ s bo'lib, havo qo'llanilgan tormozlarda bu vaqt ko'p bo'ladi.

Umumiy tormoz vaqti quyidagicha aniqlanadi:

$$t = t_1 + t_2 + t_3 + t_4$$

Yuqoridagi vaqtlar ifodalangan tormozlanish holati 45-chizmada ko'rsatilgan.

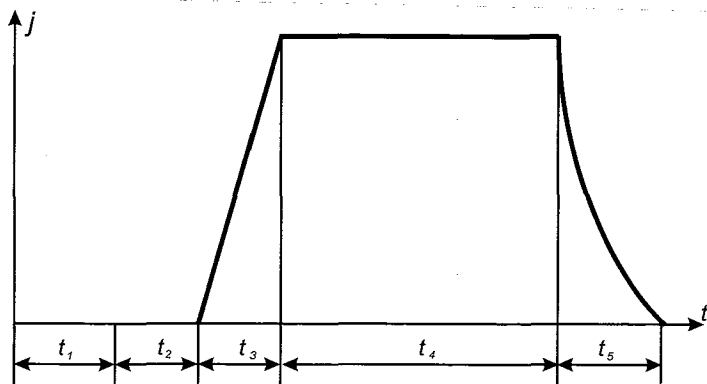
Tormozlanish yo'li S_t alohida olingan vaqtlar ichida bosib o'tilgan yo'llarning yig'indisiga teng. Umumiy tormozlanish yo'lini bilish faqatgina avtomobilning dinamik sifatini belgilabgina qolmay, balki harakat xavfsizligini ham ta'minlaydi. Vaqtlarning t_1 , t_2 , t_3 oraliqlarida tezlikning kamayishi ro'y bermaydi deb qaralishi mumkin. U vaqtda bosib o'tilgan yo'l quyidagicha aniqlanadi:

$$s = v_a \cdot (t_1 + t_2 + t_3). \quad (193)$$

Sekinlanishning maksimal o'sishi vaqtida bosib o'tilgan yo'l tezlikning kvadrati bo'yicha o'zgaradi. Agar

maksimal tormozlanish vaqtidagi kinetik energiyani shu vaqt ichida bajarilgan ishga tengligini hisobga olsak:

$$P_t \cdot s_t = \frac{m_a \cdot v_a^2}{2}$$



45-c h i z m a. Umumiy tormoz yo'lining tashkil etuvchilari.

Yuqorida aytib o'tilganidek, maksimal tormozlanish kuchi ilashish koeffitsienti bilan cheklanadi, ya'ni $P_m \leq \varphi \cdot Q$. Avtomobil massasini Q/g orqali ifodalab tezlikni m/s da hisobga oladigan bo'lsak, masofa s_4 quyidagiga teng bo'ladi:

$$s_4 = \frac{v_a^2}{2g \cdot \varphi}. \quad (194)$$

Bu masofaning qiymati amalda ancha ko'p bo'ladi. Shuning uchun professor D.P.Velikanov (194) ifodani koeffitsient k ga ko'paytirishni taklif etdi. Bu koeffitsientning qiymati (4) ifodada aniqlangan ($k=1,4$). Umumiy bosib o'tilgan yo'l:

$$s_t = v_a \cdot (t_1 + t_2 + t_3) + \frac{k \cdot v_a^2}{2g} \quad (195)$$

Tormozlanish yo'li avtmobilning tezligi va ilashish koeffitsientiga ko'p jihatdan bog'liq. Avtomobilning

harakat xavfsizligini ta'minlash uchun talab qilinmagan joylarda va ilashish koeffitsienti past bo'lgan yo'llarda tezlikni oshirish maqsadga muvofiq emas. Lekin t_1 , t_2 , va t_3 vaqtlarning tormozlanish yo'liga bo'lgan ta'sirini ham e'tiborga olish zarur. Ba'zan bu ta'sir shu qadar kuchli bo'lib, u kritik momentlarda hal qiluvchi omilga aylanib qolishi mumkin. Masalan, t_1 vaqt 0,4 s dan 1 s gacha o'zgarganda, tezlik 11,1 m/s (40 km/soat) bo'lganda tormozlanish yo'li 18 m dan 25 m gacha ortishi, tezlik 16,6 m/s (60 km/soat) bo'lganda esa, tormozlanish yo'li 35 m dan 45 m gacha ortishi mumkin. Demak, tormozlanish yo'lini kamaytirishda har bir ta'sir etuvchi parametrlarga alohida e'tibor berish zarur.

Quyidagi jadvalda amaldagi me'yoriy hujjatga asosan 8,33 m/s (30 km/soat) tezlik bilan harakat qilayotgan avtomobilning tormozlanish yo'li keltirilgan.

1-j a d v a l

№	Avtomobil turlari	Maksimal tormozlanish yo'li, m
1.	Yengil avtomobillar	7,2
2.	4,5 t Yuk ko'tarish qobiliyatiga ega bo'lgan yuk avtomobillari va uzunligi 7,5 m gacha bo'lgan avtobuslar	9,2
3.	4,5 t dan ortiq yuk ko'tarish qobiliyatiga ega bo'lgan yuk avtomobillari va uzunligi 7,5 m dan ko'p bo'lgan avtobuslar	11,0

Ba'zan tormozlanish samaradorligini oshirish uchun va qiyalikdan pastga tushish vaqtida tezlikni nisbatan bir xil ushlab turish maqsadida dvigatel bilan tormozlanishdan foydalaniladi. Lekin avtomobilning qanday tezliklarida bu usuldan foydalanish mumkin va qachon dvigatelsiz tormozlash kerakligini bilish katta ahamiyatga ega.

- ②
1. Tormozlanishning shartlarini ayting.
 2. Tormozlanishning ifodasini tahlil qilib bering.
 3. Tormozlanishning sifatini belgilovchi kattaliklarni sanang.
 4. Tormozlanishning chizmasini tushuntiring.

32-§. DVGATEL BILAN VA DVGATELSIZ TORMOZLANISH

Dvigatel bilan tormozlash vaqtida tishlashish muftasi uzilmagan yoki uzatmalar qutisi neytral holatga keltirilmagan bo'лади. Bu vaqtda yetakchi g'ildaraklar transmissiya mexanizmlari orqali dvigatelning tirsakli vali bilan bog'langan. Tirsakli valning aylanishi vaqtida hosil bo'layotgan ishqalanish kuchlarining qarshilik momenti M_t avtomobil harakatiga qarshilik ko'rsatadi. Natijada avtomobil tormozlanadi.

Avtomobil tormozlanish vaqtida dvigatel detallarining inersion momenti M_j hosil bo'lib, bu moment harakatni saqlab qolishga harakat qiladi. Dvigatel bilan tormozlashning samarali bo'lish sharti quyidagicha:

$$M_t > M_j \quad (196)$$

Bu ikki burovchi moment o'rtasidagi farq qancha ko'p bo'lsa, dvigatel bilan tormozlashning samarasi shuncha yaxshi bo'лади. Dvigatel massasining inersion momenti quyidagicha:

$$M_j = \varepsilon_{dv} \cdot I_{dv}.$$

Agar $\varepsilon_{dv} = j \frac{i_{tr}}{r_d}$ ekanligini hisobga olib, sekinlanishni aniqlasak, u quyidagiga teng bo'лади:

$$j_t = \frac{M_j \cdot r_d}{i_{tr} \cdot I_{dv}}. \quad (197)$$

Dvigatel bilan tormozlash uchun sekinlanishning chekli qiymati j_{chek} ni aniqlash zarur. Bu qiymat avtomobilni tormozlash paytidagi sekinlanishdan ko'p bo'lishi kerak, ya'ni:

$$j_{chek} > j_t \quad (198)$$

Agar (196) tengsizlikni hisobga olsak sekinlanishning chekli miqdori quyidagicha topiladi:

$$j_{chek} = \frac{M_t \cdot r_d}{i_{tr} \cdot I_{dv}}. \quad (199)$$

Ko‘rinib turibdiki, dvigatel bilan tormozlash yuqori tezliklarda maqsadga muvofiq ekan.

Ko‘pincha avtomobil tishlashish muftasi uzilgan hol-larda, ya’ni dvigatelsiz tormozlanadi. Agar (192) tenglamada ilashish koeffitsienti φ ga nisbatan ψ ning kichikligi ($\psi = 0,015-0,05$) va Rx/Q ning miqdori 0,1 dan ortmasligini hisobga olsak, unchalik katta xatoga yo‘l qo‘ymagan bo‘lamiz va quyidagini yozish mumkin:

$$j_t = -\frac{g}{\delta_{ayl}} \cdot \varphi,$$

bu yerda: $\delta_{ayl} = 1,03-1,05$; shuning uchun:

$$j_t = -\varphi \cdot g. \quad (200)$$

Demak, dvigatelsiz tormozlashda sekinlanish o‘zgar-mas bo‘lib, tormozlanish sifati faqat ilashish koeffi-tsientiga bog‘liq. Dvigatel bilan tormozlanganda esa, tormozlanish yo‘li va vaqtini aniqlashning keragi yo‘q. Chunki dvigatel bilan tormozlash asosiy tormozlashga yordam beradi xolos. Lekin dvigatelsiz tormozlashda tormozlanish yo‘lini aniqlash muhim ahamiyatga ega va u (195) ifoda orqali topiladi.

Nazorat uchun savollar

- ❓ || 1. Tormozlanishning xillarini ayting.
 || 2. Dvigatel yordamida tormozlash deganda nimani tushunasiz?
 || 3. Dvigatelsiz tormozlash deganda nimani tushuna-siz?

33-§. AVTOPOYEZDLARNING TORMOZLANISHI

Avtopoyezdni tormozlash avtomobilni tormozlashning qonuniyatlariga bo'ysunadi. Lekin avtopoyezdni tormozlashning o'ziga xos tomonlari ham bor. Bu shundan iboratki, tormozlash paytida orqa aravachalar oldindagisiga, oldingi aravacha shatakchi avtomobilga kelib urilmasligi kerak. Shunday hol ro'y bermasligi uchun tormozlanish orqa aravachadan boshlanib, so'ngra shatakchi avtomobilni to'xtatishi kerak. Boshqacha qilib aytganda, sekinlanishning intensivligi orqa aravachada eng yuqori bo'lib, shatakchi avtomobilga tomon pasayib borishi kerak, ya'ni:

$$j_{tel}^n > j_{tel}^{n-1} > \dots > j_{tel}^1 > j_{shat} \quad (201)$$

Shu holda aravachalar orasida biroz bo'lsa ham taranglik mavjud bo'ladi.

Qiyalikdan tushib kelayotgan poyezdni tormozlashda alohida ehtiyotkorlik talab qilinadi. Chunki pritseplar orasidagi tirkash moslamalariga kuch tushib, poyezd trayektoriyasini o'zgartirib yuborishi mumkin.

Harakat xavfsizligi bajarilishi uchun (201) ifoda bajarilishi shart va bunga qo'shimcha ravishda shatakchi avtomobilning maksimal sekinlanishini yana ham pasaytirish mumkin. Aravachalarning soni va og'irligi qanchalik yuqori bo'lsa, qiyalik shunchalik oz bo'lishi kerak.

Nazorat uchun savollar

- ②
1. Avtopoyezdni tormozlashning o'ziga xos tomonlarini ayting.
 2. Nima uchun avtopoyezdni oxirgi tirkama mashinadan boshlab tormozlaydi?

VIII B O B

TRAKTOR VA AVTOMOBILLARNING YONILG'I TEJAMKORLIGI

34-§. TRAKTORNING YONILG'I TEJAMKORLIGI VA UNGA TA'SIR ETUVCHI OMILLAR

Traktorlarda yonilg'i sarfi ishlov berilgan yerning yuzasi yoki traktor yuk tashuvchi bo'lsa, tashilgan yukning miqdori va masofasi bilan belgilanadi.

Traktorlarda yonilg'i sarfi doim o'zgarib turadi. Unga ta'sir etuvchi omillar turlichadir. Dvigatel detal-larining texnikaviy holati va uning ishlash rejimidan tashqari bajargan ishining turi hamda uni tashkil etish, qishloq xo'jalik mashinalarini to'g'ri tanlash, uzatmani aniq belgilash, tuproq zichligining o'zgaruvchanligi, traktorchining mahorati kabi omillar yonilg'i sarfini har xil bo'lib turishiga sabab bo'ladi.

Ma'lumki, traktor bir smenada sof ish bajarishdan tashqari salt yurishi va o'rnida turib ham ishlashi mumkin. Bularning barchasiga yonilg'i sarflanadi. Smenada yonilg'i sarfi quyidagicha aniqlanadi:

$$G_{sm} = (G_{ish} \cdot T_{ish} + G_s \cdot T_s + G_u \cdot T_u), \quad (202)$$

bu yerda: G_{ish} , T_{ish} — foydali ish bajarish uchun ketgan yonilg'i miqdori (kg) va vaqt (soat); G_s , T_s — salt ishlash uchun ketgan yonilg'i miqdori (kg) va vaqt (soat); G_u , T_u — bir joyda turib ishlashi uchun sarflangan yonilg'i miqdori (kg) va vaqt (soat).

Agar agregatning bir smenadagi ish unumi:

$$W_{sm} = 0,1 B_{ish} \cdot v_{ish} \cdot T_{ish}$$

bo'lsa, birlik ishlov berilgan yuza uchun sarf bo'lgan yonilg'i quyidagicha aniqlanadi:

$$G = \frac{10}{v_{ish} \cdot B_{ish}} \cdot (G_{ish} + \frac{G_s \cdot T_s}{T_{ish}} + \frac{G_u \cdot T_u}{T_{ish}}), \quad (203)$$

bu yerda: B_{ish} — agregatning ishchi kengligi, m; v_{ish} — agregatning ish tezligi, km/soat.

Transport traktorining ish unumi:

$$W_{sm} = q_N \cdot \gamma_n \cdot v_{ish} \cdot K \cdot \tau_{sm} \cdot T_{sm}.$$

Bu vaqtda transport ishlari uchun sarf bo'lgan yonilg'i miqdori:

$$G = \frac{G_{ish} \cdot T_{ish} + G_s \cdot T_s + G_u \cdot T_u}{q_n \cdot \gamma_n \cdot v_{ish} \cdot K \cdot \tau_{sm} \cdot T_{sm}}, \quad (204)$$

bu yerda: q_n — agregatning nominal yuk ko'tarish qobiliyati, t; γ_n — yuk ko'tarish qobiliyatidan foydalanish koeffitsienti, K; τ_{sm} — masofa va vaqtdan foydalanish koeffitsientlari; T_{sm} — smena vaqti, soat.

Yonilg'i sarfini ilgakdagi quvvat bilan ifodalaymiz. Buning uchun,

$$B_{ish} \cdot v_{ish} = 3600 \frac{N_{il}}{K_m};$$

$$g_{il} = \frac{G_{ish}}{N_{il}}; g_{il} = \frac{g_e}{\eta_{tr}}. \quad (205)$$

(205) ifodani (203) ga qo'ysak, bir gektar yerga ishlov berishdagi yonilg'i sarfini topgan bo'lamiz:

$$G = g_{il} \frac{K_m}{360} \left(1 + \frac{G_s \cdot T_s}{G_{ish} \cdot T_{ish}} + \frac{G_u \cdot T_u}{G_{ish} \cdot T_{ish}} \right),$$

bu yerda: K_m — qishloq xo'jaligi mashinasining solishtirma qarshiligi, N/m.

Agar agregat 1 gektar yerga ishlov berish vaqtida hech qanday salt va bir yerda turib ishlamagan bo'lsa,

$$G = g_{il} \frac{K_m}{360} = g_e \cdot \frac{K_m}{360 \eta_{tr}} \quad (207)$$

Yuqoridagi ifodadan ko'rinib turibdiki, har bir gektar uchun sarflanayotgan yonilg'i dvigatelning ishlash rejimi, tuproqning sharoiti va transmissiyaning FIKga bog'liq. Dvigatelning texnikaviy holati yomon bo'lsa yoki uning yuklanishi 70—80% dan oz bo'lsa yonilg'i sarfi ko'payadi. Tuproqning zichligi ko'p bo'lsa yoki yer

yuzasining relyefi yomon bo'lsa ham yonilg'i sarfi ortadi.

Bulardan tashqari, yonilg'i nasosi, forsunka, dvigatelning boshqa tizimlarini hamda traktorning texnikaviy holatini o'z vaqtida tekshirib turish zarur, aks holda, bu detallarning yomon ishlashi ham yonilg'i sarfining o'rtishiga ta'sir etishi mumkin.

35-§. AVTOMOBILNING YONILG'I TEJAMKORLIGI VA UNGA TA'SIR ETUVCHI OMILLAR

Avtomobillarda yonilg'i tejamkorligi 100 km masofani bosib o'tishda sarflangan yonilg'i yoki 1t yukni 1km masofaga tashishda sarflangan yonilg'i miqdori bilan belgilanadi. O'lchov birligi l/100 km yoki l/tonna km.

Avtomobilning yonilg'i tejamkorligi birinchi navbatda dvigatelning texnikaviy holati va ishlash rejimiga bog'liq. Agar dvigatel bir soatda G_t kg yonilg'i sarf qilib shu vaqtda v_a km masofani bosib o'tsa, 100 km masofaga quyidagi miqdorda yonilg'i sarflanadi:

$$g_s = 100 \frac{G_t}{v_a \cdot \gamma_{yo}}, \quad (208)$$

bu yerda: γ_{yo} — yonilg'ining solishtirma og'irligi, kg/l.

Bir soatlik yonilg'i sarfi $G_t=0,001 g_e N_e$ ekanligini hisobga olsak:

$$g_s = \frac{g_e \cdot N_e}{10 \cdot v_a \cdot \gamma_{yo}}, \quad l / 100 km \quad (209)$$

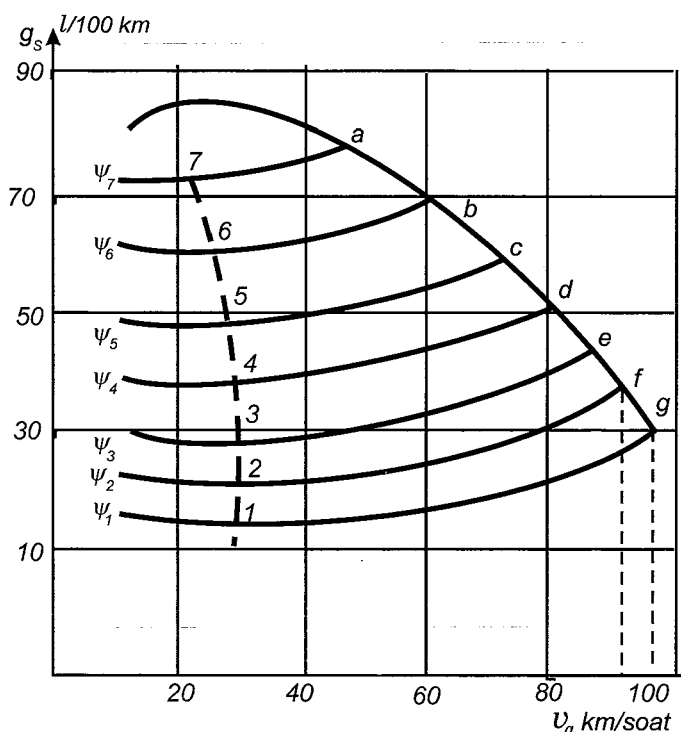
Bu tenglamani gorizontaal yuzada tekis harakat qilayotgan avtomobilning kuch balansi orqali ifodalasak:

$$g_s = \frac{g_e (P_{\psi} + P_{sh})}{10^4 \cdot \eta_{tr} \cdot \gamma_{yo}}, \quad l / 100 km \quad (210)$$

Ko'rinib turibdiki, avtomobilning yonilg'i tejamkorligi dvigatelning ishlash rejimi, avtomobilning tezligi va ishlayotgan tashqi muhitga bog'liq ekan.

Berilgan yo'l sharoitida avtomobil qandaydir tezlik bilan harakatlanayotganda yonilg'i sarfi kam bo'lishini aniqlash uchun uning iqtisodiy tasnifi chiziladi. Bu tas-

nif qarshiligi turlicha bo'lgan yo'lda yonilg'i iqtisodiy ko'rsatkichlarining avtomobil tezligiga nisbatan o'zgarishini ko'rsatuvchi chizmalardan iborat (46-chizma).



46-chizma. Avtomobilning iqtisodiy tasnifi.

Tasnif bir necha chizmadan iborat bo'lib, har bir chiziq aniq bir yo'l sharoitiga tegishlidir. Par bir yo'l sharoiti keltirilgan qarshilik koeffitsienti ψ bilan ifodalangan. Chizmadan ko'rinib turibdiki, har bir yo'l sharoiti uchun shunday nuqta mavjudki, u nuqtada yonilg'i sarfi minimal miqdorga ega. Minimal yonilg'i miqdorini ko'rsatuvchi bu nuqtalar 46-chizmada 1, 2, 3, 4 ... 7 orqali ifodalangan. Shu nuqtalarning chap tomonida ham, o'ng tomonida ham yonilg'i miqdori ko'p.

Chap tomonda dvigatelning quvvatidan to'la foydalanmaslik natijasida yonilg'i sarfi ortsa, o'ng tomonda tashqi qarshilikning, ya'ni shamol qarshiligining ortishi hisobiga yonilg'i sarfi ortadi.

Har bir yo'l sharoiti uchun avtomobilning maksimal tezligi $a, b, \dots, d$ nuqtalarga to'g'ri keluvchi tezliklar hisoblanadi. Demak, yo'l sharoitining og'ir bo'lishi avtomobilning maksimal tezligini kamaytiradi.

Karburatorli dvigatellarda ekonomayzerning bo'lishi iqtisodiy tasnifning birmuncha o'zgarishiga sabab bo'ladi.

Yonilg'i sarfiga avtomobilning notekis harakati ham ta'sir ko'rsatadi. Chunki ekspluatatsion sharoitda avtomobil shig'ov bilan harakatlanishi, sekinlanish jarayonlarini bajarishi mumkin. Shig'ov bilan harakatlanish vaqtida avtomobil yonilg'ining bir qismini tashqi qarshiliklarni yengishga sarf qilsa, ikkinchi qismini tezlikni oshirish uchun sarflaydi.

Yonilg'i sarfiga ta'sir etuvchi asosiy omillar dvigatelning yuklanishi (yuqorida aytib o'tildi), harakat tezligi, avtomobilning og'irligi, yo'l sharoiti va haydovchining mahoratidir. Tekshirishlar shuni ko'rsatdiki, avtomobilning og'irligi ortib borishi bilan yonilg'i sarfi bosib o'tilgan birlik yo'lga nisbatan ortadi. Lekin yonilg'i sarfi tashilgan yukning birlik massasiga nisbatan kamayadi.

Yonilg'i sarfiga haydovchining mahorati katta ta'sir ko'rsatadi. Ma'lum yo'l sharoitida kerakli uzatma va tezlikni noto'g'ri tanlash yonilg'i sarfining ortishiga sabab bo'ladi. Bundan tashqari, tez-tez to'xtashlar va tormozlanishlar ham yonilg'i sarfiga salbiy ta'sir ko'rsatadi. Chunki bu vaqtda yig'ilgan kinetik energiya foydasiz sarf bo'ladi va avtomobil tezligini qaytadan tiklash uchun qo'shimcha yonilg'i sarflashga to'g'ri keladi.

Ko'pincha l / yonilg'ining yoki hajmi aniq bo'lgan yonilg'i bakidagi yonilg'ining qancha masofaga yetishini bilish kerak bo'ladi. Buni avtomobilning tejamkorlik omili hisobga olinib, u g , harfi bilan belgilanadi va uning o'lchov birligi km / l dir.

Masalan, ZIL-130 avtomobili ekspluatatsion sharoitda 100 km masofaga 25 l benzin sarf qilsa, uning iqtisodiy omili:

$$g_t = \frac{100}{25} = 4 \text{ km/l.}$$

Demak, bu avtomobil 1 l benzin bilan 4 km masofani bosib o'tadi. Yonilg'i sarfini tajriba usulida ham aniqlash mumkin, lekin tajriba o'tkazish uslubi va kerakli asbob-uskunalar maxsus qo'llanmalarda bayon qilingan.

Nazorat uchun savollar



1. Traktorning yonilg'i tejamkorligi o'lchov birligini ayting.
2. Traktorning yonilg'i tejamkorligiga ta'sir etuvchi omillar nimadan iborat?
3. Avtomobilning yonilg'i tejamkorligini o'lchov birligini ayting.
4. Avtomobilning yonilg'i tejamkorligiga ta'sir etuvchi omillarni sanang.
5. Avtomobilning iqtisodiy tasnifini tushuntiring.
6. Yonilg'ining tejamkorlik omili nima?

IX B O B

AVTOMOBIL VA G'ILDIRAKLI TRAKTORLARNING BOSHQARILUVCHANLIGI

36-§. G'ILDIRAKLI TRAKTOR HAMDA AVTOMOBILLARNING BURILISH KINEMATIKASI VA DINAMIKASI

G'ildirakli traktor va avtomobillarning burilish qonuniyatlari bir xildir. Ularda burilish jarayonini uch yo'l bilan amalga oshirish mumkin:

a) oldingi g'ildiraklarning yo'nalishini o'zgartirish orqali;

b) burilish markaziga nisbatan ichkarida joylashgan g'ildiraklardagi yetakchi momentni o'zgartirish bilan;

d) bir vaqtning o'zida oldingi g'ildiraklar yo'nalishi hamda orqa g'ildiraklardagi momentlarni o'zgartirish orqali.

Birinchi usul barcha avtomobil va traktorlarda keng tarqalgan. Ikkinchi usul og'ir yuk ko'tarishga mo'ljallangan avtomobillarda qo'llaniladi. Momentlar farqini hosil qilish uchun har bir g'ildirakka elektrodvigatel o'rnatilishi yoki zanjirli traktorlardagidek burish mexanizmlaridan foydalanish mumkin.

Uchinchi usul asosan, g'ildirakli traktorlarda keng tarqalgan, chunki burilish radiusini kamaytirish maqsadida oldingi g'ildiraklarning yo'nalishi o'zgartiriladi hamda o'ng yoki chap g'ildirakni tormozlash yordamida momentlar farqi hosil qilinadi. Shatakchi K-701, T-150K traktorlar ikki yarim ramalardan iborat. Burilish vaqtida ikkala yarim rama bir xil burchakka og'ishi natijasida traktor buriladi.

Avtomobil yoki g'ildirakli traktorning belgilangan yo'nalishdagi harakatini saqlay olish qobiliyati yo'nalish turg'unligi deyiladi.

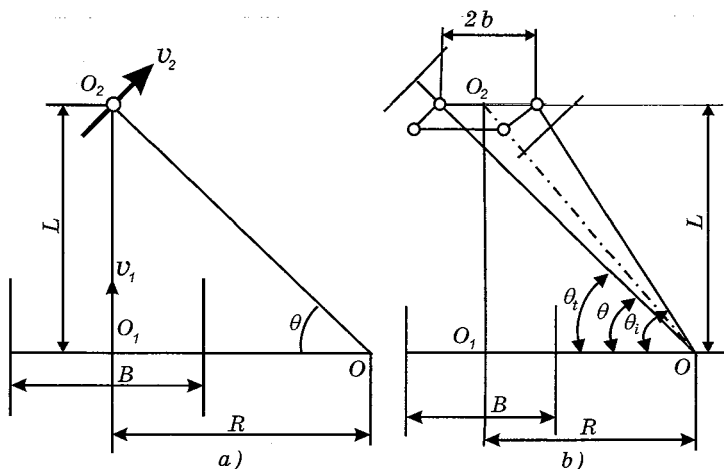
Biror ta'sir ostida harakat yo'nalishini o'zgartira

olish qobiliyatiga esa, traktor va avtomobilning buriluvchanligi deyiladi.

Burilish jarayonini 47-chizma, *a* da ko'rib o'tamiz. Bu chizmada bazasi L va kengligi V ga teng bo'lgan uch g'ildirakli traktor tasvirlangan. Ishni soddalashtirish maqsadida burilish jarayoni o'zgarmas radius R bilan bajarilmoqda va bunda shinaning elastikligi yo'q deb qaraladi. Bu vaqtda v_1 va v_2 tezliklar vektoriga o'tkazilgan perpendikular O nuqtada kesishadi, bu nuqta orqa ko'prik geometrik o'qining davomida yotadi. Perpendikular kesishgan O nuqta **burilish markazi** hisoblanadi. Burilish markazida mashinaning bo'ylama o'qigacha bo'lgan masofa **burilish radiusi** bo'ladi. Shu holat uchun:

$$R = \operatorname{tg} \theta \cdot L \quad (211)$$

Avtomobillarning burilish kinematikasiga doir shakl 47-chizma, *b* da keltirilgan. Chizmada ko'rinib turibdiki, burilish paytida g'ildiraklarning bo'ylama o'qlariga o'tkazilgan perpendikularlarning kesishgan O nuqtasi orqa ko'prik geometrik o'qining davomida yotishi ke-



47-*chizma*. G'ildirakli mashinalarning burilish kinematikasiga doir shakl.

rak. Buning uchun chap va o'ng yo'naltiruvchi g'ildiraklar har xil (θ , θ_i) burchakka og'ishlari shart:

$$\left. \begin{aligned} \operatorname{ctg} \theta_t &= \frac{R+b}{L} \\ \operatorname{ctg} \theta_i &= \frac{R-b}{L} \end{aligned} \right\} \quad (212)$$

bu yerda: θ – tashqaridagi g'ildirakning og'ish burchagi; θ_i – ichki g'ildirakning og'ish burchagi.

Mashinalarning buriluvchanlik qobiliyatini bir-biriga solishtirish uchun burilishning nisbiy radiusi degan kattalik kiritiladi. Bu kattalik burilish radiusini mashinaning kengligiga (koleyasiga) bo'lgan nisbati bilan belgilanadi, ya'ni:

$$\varepsilon_p = \frac{R}{B} \quad (213)$$

Burilish jarayoni to'g'ri bajarilishi uchun ikkala burchak kotangenslarining o'zaro ayirmasi o'zgarmas miqdor bo'lishi shart:

$$\operatorname{ctg} \theta_t - \operatorname{ctg} \theta_i = 2 \frac{b}{L}. \quad (214)$$

Bu o'zaro farqni to'g'ri belgilash maqsadida barcha mashinalar rul trapetsiyalari bilan jihozlangan. Rul trapetsiyasi detallarining uzunligi oldindan belgilanadi.

Burilish radiusi mashina bazasi, rul trapetsiyasining konstruksiyasi, tezligi va haydovchining mahoratiga bog'liq. Mashinaning bazasi katta bo'lsa, burilish radiusining miqdori ko'p bo'ladi. Harakat tezligi yuqori bo'lib, burilish jarayoni sekinlik bilan bajariladigan bo'lsa, burilish radiusi katta bo'ladi.

Burilish jarayonining dinamikasini o'rganish uchun quyidagi soddalashtirishlarga yo'l qo'yiladi:

1. Yon tomondan ta'sir etayotgan kuch asosida g'ildiraklarning yonaki surilish «burchagi» hosil bo'ladi. Bu esa, burilish dinamikasiga ta'sir etadi. Biz shu ta'sirni yo'q deb hisoblaymiz (yengil avtomobil shinalari bundan mustasno).

2. Burilish vaqtida burilishga qarshilik qiluvchi moment (bu moment g'ildirak bilan tuproq o'rtasida) hosil bo'ladi. Momentning miqdori katta bo'lmaganligi uchun u hisobga olinmaydi.

3. Burilish paytida chap va o'ng g'ildiraklarning dumalashiga qarshilik qiluvchi kuchlar hosil bo'lib, ularning miqdori har xil bo'ladi. Asosiy masalani o'rganish paytida ularning orasidagi farq yo'q deb qaraladi, ya'ni:

$$P_{fo} = P'_{fo} - P''_{fo}; \quad P_{fe} = P'_{fe} - P''_{fe}.$$

4. Burilish paytida har bir g'ildirakka yon tarafdin ta'sir etuvchi ko'ndalang z'_e , z''_e , z'_o va z''_o reaksiya kuchlari paydo bo'ladi. Bu kuchlar asosan markazdan qochma kuch ta'sirida vujudga keladi. Lekin burilish, asosan, past tezliklarda amalga oshirilgani uchun $z'_e + z''_e = z_e$ va $z'_o + z''_o = z_o$ deb olinadi.

Yuqoridagilarni hisobga olgan holda burilish dinamikasini o'rganish mumkin (48-chizma). Burilish paytida avtomobilga ta'sir etuvchi kuchlarning barchasi shu chizmada ko'rsatilgan. Bu ishdan ko'zlangan maqsad burilish paytida ko'ndalang va urinma kuchning hamda yetakchi momentlarning miqdorini aniqlashdir. Buning uchun ba'zi bir aniqliklar kiritamiz.

Ma'lumki, differensial yetakchi g'ildirakka kelayotgan momentni teng taqsimlaydi. Agar burilish vaqtida g'ildirak oz bo'lsa ham tormozlansa, u vaqtda urinma kuchlarning miqdori teng bo'ladi.

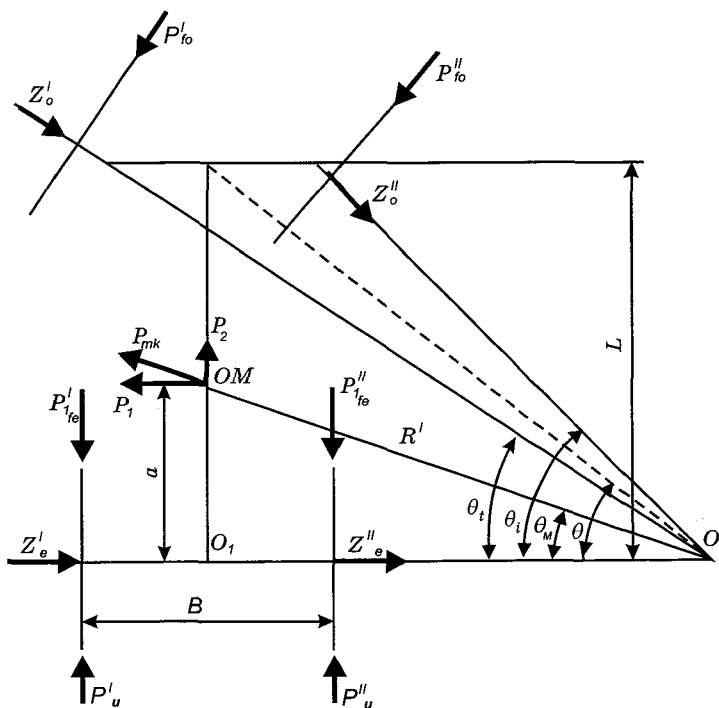
$$P'_u = \frac{M_{yetak}}{2r_d}; \quad P''_u = \frac{0,5M_{yetak} - M_t}{r_d}, \quad (215)$$

bu yerda: M_t — tormozlanish momenti.

Avtomobilga burilish vaqtida markazdan qochma kuch ta'sir etadi. Bu kuch markazga intiluvchi tezlanish natijasida hosil bo'ladi. Agar tezlanish

$$j_m = \omega^2 \cdot R' \quad \text{bo'lsa,} \quad P_{mk} = \frac{Q}{g} \omega^2 \cdot R, \quad (216)$$

bu yerda: ω — avtomobilning O nuqta atrofidagi burchak tezligi; R — burilish markazidan P_{mk} — ta'sir etayotgan nuqtagacha bo'lgan masofa.



48-c h i z m a. **Burilish dinamikasiga doir shakl.**

Markazdan qochma kuchning teng ta'sir etuvchilari quyidagicha:

$$P_1 = P_{mq} \cdot \cos \theta_m; \quad P_2 = P_{mq} \cdot \sin \theta_m. \quad (217)$$

Agar (216) ifodada ekanligini hisobga olsak, (217) ifoda quyidagi ko'rinishga keladi:

$$\left. \begin{aligned} P_2 &= \frac{Q}{g} \cdot \frac{v_a^2}{R}; \\ P_2 &= \frac{Q}{R} \cdot P_{mq} \end{aligned} \right\} \quad (218)$$

Yuqorida aytilgan fikrga qaytamiz, ya'ni oldingi g'ildirakka ta'sir etayotgan ko'ndalang kuch z_o ni (bu

kuchni buruvchi kuch deb ataymiz) orqa g'ildirakka ta'sir etayotgan z_e , P_u kuchlar va momentni aniqlaymiz. Buning uchun kuchlarni proyeksiyalash va O nuqtaga nisbatan moment olish bilan uchta muvozanatlik tenglamasini tuzamiz:

$$\left. \begin{aligned} P'_u + P''_u &= P'_{fe} + P_{fe} + P_p \cos \vartheta + P_{f0} \cos \vartheta + z'_0 \sin \vartheta + z''_0 \sin \vartheta - P_2 \\ z'_0 \cos \vartheta_i + z'_0 \cos \vartheta_i + z'_e + z'_e &= P'_{f0} \sin \vartheta + P''_{f0} \sin \vartheta + P_1 \\ P_1 a + P'_{f0} L \sin \vartheta_i + P''_{f0} L \sin \vartheta_i &= z'_0 L \cos \vartheta + z''_0 L \cos \vartheta + 0,5(P''_u - P'_u) B \end{aligned} \right\}$$

Yuqoridagi uchinchi va to'rtinchi soddalashtirishlarni hisobga olsak, muvozanat tenglamalari quyidagi soddako'rinishga keladi:

$$\left. \begin{aligned} P'_u &= P_{fe} + P_{f0} \cos \theta + z_0 \sin \theta - P_2 \\ z_0 \cos \theta + z_e &= P_{f0} \sin \theta + P_1 \\ P_1 a + P_{f0} \cdot L \sin \theta &= z_0 L \cos \theta + 0,5(P'_u - P''_u) B \end{aligned} \right\} \quad (219)$$

(219) ifoda uch g'ildirakli mashinaning burilish

jarayonini ifodalaydi. Agar (215) ifodani va $\frac{Q_e + Q_0}{\cos \theta} = Q$

ekanini hamda 48-chizmadan $\operatorname{tg} \theta = \frac{L}{R}$ ni hisobga

olsak, (219) ifodadan z_0 , z_e , P_u va M_{yetak} ning qiymatlarini aniqlash mumkin:

$$\left. \begin{aligned} z_0 &= \frac{P_1 \cdot a}{L \cos \theta} + P_{f0} \cdot \operatorname{tg} \theta - \frac{B \cdot M_t}{2Lr_d \cos \theta} \\ z_e &= P_1 \left(1 - \frac{a}{L} \right) + \frac{B \cdot M_t}{2L \cdot r_d} \\ P_u &= P_f - \frac{B \cdot M_t}{2R \cdot r_d} \\ M_{yetak} &= P_u \cdot r_d + M_t \left(1 - \frac{B}{2R} \right) \end{aligned} \right\} \quad (220)$$

Yuqoridagi tenglamalar majmuyidan faqat burilish paytida ichki g'ildirak tormozlanganda foydalanish

mumkin. Aytilganlardan ko‘rinib turibdiki, ichki g‘ildirakni tormozlash bilan burish paytida buruvchi kuch kam talab qilinadi.

Agar ichki g‘ildirak tormozlansa, (220) tenglamalar majmuidagi M , qatnashgan a‘zolar tushirib qoldiriladi. Burilish paytida oldingi va orqa g‘ildiraklarning tuproq bilan ilashish sharti quyidagicha:

$$\varphi_{\delta} \geq \frac{z_o}{Q_o}. \quad (221)$$

Agar (220) ifoda orqali φ_{δ} aniqlanadigan bo‘lsa, ichki g‘ildirak tormozlangan holda φ_{δ} ning qiymati tormozlanmagan holga nisbatan doim kichik bo‘ladi. Bu esa, shuni ko‘rsatadiki, doim oldingi g‘ildirak kerakligicha yuklanmagan sharoitda tormozlab burish umumiy burish jarayonini ancha osonlashtiradi.

37-§. SHINA QAYISHQOQLIGINING BOSHQARILUVCHANLIKKA TA’SIRI

Biz burish jarayonida shinaning yonaki surilishini hisobga olmagan edik. Lekin bu yonaki surilishning harakat ravonligiga ta’siri sezilarli bo‘lishligi to‘g‘risida yuqorida aytilgan (II bob, 7-§ ga qarang).

Avtomobil harakatlanayotgan vaqtda shinalarning yonaki surilishi ko‘ndalang qiyalik, shamol, yo‘lning notekisligi, ilashish koeffitsientlari farqi kabi sabablar ta’sirida paydo bo‘lishi mumkin. Chunki bu vaqtda avtomobilga ta’sir etuvchi kuch P_{yon} hosil bo‘ladi. Shu kuch ta’sirida avtomobil orqa g‘ildiraklarining yo‘nalishi δ_1 burchakka, yo‘naltiruvchi g‘ildiraklar esa, δ_2 burchakka yonga suriladi. Bu burchaklarning bir-biriga farqiga qarab burilish radiusining qiymati ham o‘zgaradi. Shunga asosan burilishning quyidagi turlari mavjud:

1. Me’yoriy buriluvchanlik, uning ko‘rsatkichlari – $\delta_1 = \delta_2$; $R_1 = R$.

2. Ortiqcha darajada buriluvchanlik, uning ko‘rsatkichlari – $\delta_1 > \delta_2$; $R_1 < R$.

3. Qoniqsiz buriluvchanlik, uning ko‘rsatkichlari – $\delta_1 < \delta_2$; $R_1 > R$.

Birinchi holda, burilish radiusi shinaning yonaki surilishiga bog'liq emas. Lekin bu holda burilish markazining holati o'zgarishi mumkin.

Ikkinchi holda, yonaki kuch ta'sirida oldingi va orqa shinalarning yonaki surilish burchaklari hosil bo'lib, avtomobilning harakat yo'nalishi o'zgaradi. Chunki orqa g'ildiraklarning yonaki surilishi ko'p bo'lib, orqa ko'priknig yonga surilishi ortadi. Natijada to'g'ri chiziqli harakat egri chiziqli harakatga aylanib, markazdan qochma kuch hosil bo'ladi. Hosil bo'lgan markazdan qochma kuchning yo'nalishi (shu holat uchun) yonaki ta'sir etayotgan kuchning yo'nalishi bilan bir xil (49-chizma, a). Bu markazdan qochma kuch shinaning yonaki surilish burchagini kattalashtiradi va uning to'xtovsiz ortib borishiga xavf tug'diradi. Agar bunga qarshi chora zudlik bilan ko'rilmasa, avtomobilning yonga ketishi ro'y beradi. Buning uchun haydovchi tezlik bilan oldingi g'ildirakni orqa shinalar yonaki surilishi tomon yo'naltirishi zarur.

Ortiqcha buriluvchanlik xususiyatiga ega bo'lgan avtomobillarning tezligi kritik tezlikdan yuqori bo'lmasligi shart. Kritik tezlik quyidagicha aniqlanadi (prof. Y.M. Pevzner formulasi):

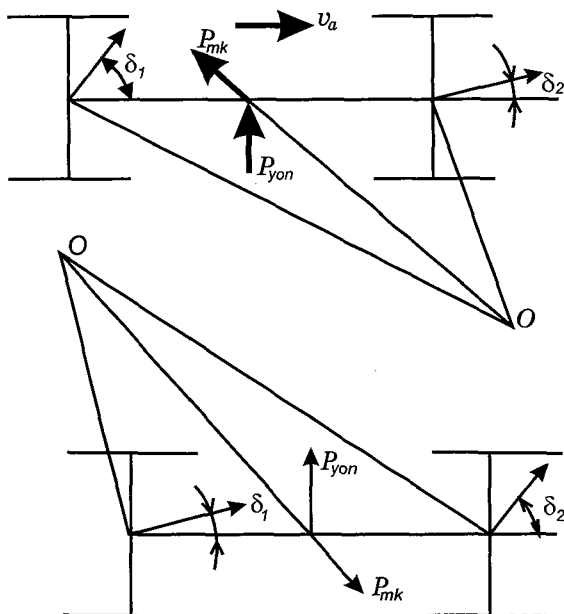
$$v_{kr} = \sqrt{\frac{gL}{\frac{Q_e}{K_1} - \frac{Q_0}{K_2}}},$$

bu yerda: K_1 , K_2 — orqa va oldingi ko'priklar shinalarining yonaki surilishiga bo'lgan qarshilik koeffitsientlari.

Agar tezlik kritik tezlikdan yuqori bo'lsa, boshlang'ich burilish o'z-o'zidan ortib boraveradi.

Uchinchi holatda ham shinaning yonaki surilishini yondan ta'sir etayotgan kuch hosil etadi. Bu vaqtda oldingi shinalarning yonaki surilish burchagi δ_2 katta bo'lgani uchun avtomobilning oldingi qismi 49-chizma, b da ko'rsatilgan tomonga suriladi. Mashinalarning og'irlik markazi uning oldingi qismiga yaqin bo'lgani uchun markazdan qochma kuch R_{mq} yondan ta'sir etay-

otgan kuchga nisbatan qarama-qarshi tomonga yoʻnalgan boʻladi. Bu hol shinalarning yonaki surilishini kamaytirishga olib keladi. Demak, ogʻirlik markazini avtomobilning oldingi qismiga yaqin joylashtirish katta ahamiyatga ega.



49-*h i z m a*. Gʻildiraklarning yonaki sirpanish jarayonini oʻrganishga oid shakllar.

Bundan tashqari, oldingi gʻildirak shinalarining bosimini kamaytirish oldingi osmalarni yumshoqroq qilib ishlatishga tayyorlash ham oldingi gʻildiraklar yonaki surilishining koʻpayishini taʼminlaydi.

Yuqorida aytilganlarni hisobga olgan holda, traktor va avtomobillarning barchasi qoniqarsiz buriluvchanlik xususiyatiga ega deb aytish mumkin. Odatda, gʻildiraklar yonaki surilishining farqi 2° atrofida boʻladi.

Nazorat uchun savollar



1. Burilish jarayoni xillarini ayting.
2. Avtomobilning yo'nalish turg'unligi deb nimaga aytiladi?
3. Avtomobilning buriluvchanligi deb nimaga aytiladi?
4. Burilish markazi va radiusiga ta'rif bering.
5. Yagona markaz atrofida burilishning shartini ayting.
6. Markazdan qochma kuchni paydo bo'lishi, qo'yilgan nuqtasi va ta'sirini aytib bering.
7. Shinaning yonaki surilishiga ta'sir etuvchi omillar.
8. Buriluvchanlikning xillarini ayting.

38-§. BOSHQARILUVCHI G'ILDIRAKLARNI O'RNATISH

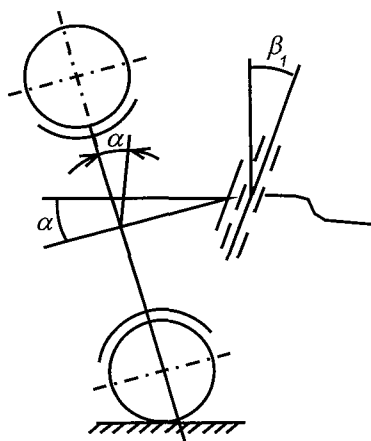
Boshqariluvchi g'ildiraklarni o'rnatishda to'rtta ko'rsatkichga e'tibor beriladi:

1. *G'ildirakning og'maligi.*
2. *Shkvorenning ko'ndalang qiyaligi.*
3. *Shkvorenning bo'ylanma qiyaligi.*
4. *Oldingi g'ildiraklarning yaqinlashuvi (сходимость).*

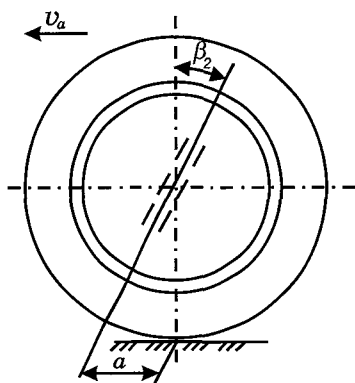
Yuqoridagi ko'rsatkichlar har bir avtomobil yoki traktorlar uchun to'g'ri bo'lgan taqdirda ularning g'ildiraklari turg'unligi ortadi, boshqarish osonlashadi va shinalarning yeyilishi kamayadi.

Vertikal tekislikka nisbatan g'ildirakning qiyaligi ***g'ildirakning og'maligini*** belgilaydi va α bilan belgilanadi. Bunda avtomobilning markazidan g'ildirakning markazigacha bo'lgan masofa yuqori qismida ko'proq, pastki qismida esa ozroq bo'lishi kerak (50-chizma).

Avtomobilni ishlatish davrida uning detallari yeyiladi va ular orasida tirqish paydo bo'ladi. G'ildirakning og'maligi esa, shu hosil bo'lgan tirqishlar natijasida g'ildirakning manfiy og'maligi hosil bo'lib qolmasligini ta'minlaydi. Bundan tashqari, bu ko'rsatkich safga o'rnatilgan kichik konussimon shesternyaning (tishli g'ildirakning) ortiqcha yuklanmasligini ta'minlaydi.



50-chorizma. G'ildirakni o'rnatish.

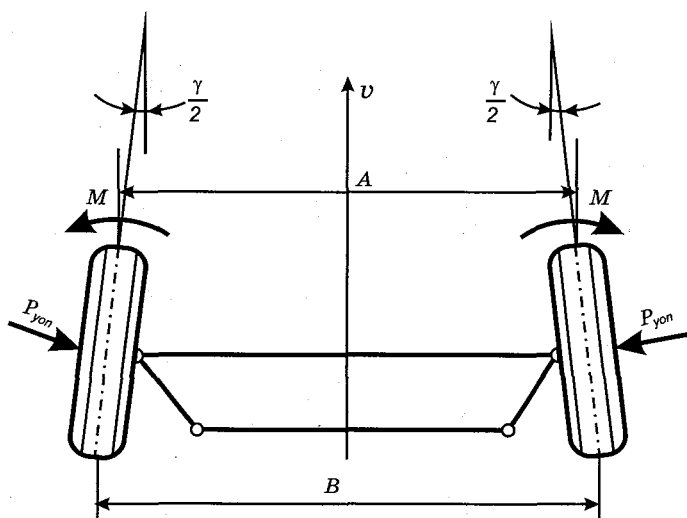


51-chorizma. Shkvorenning bo'ylama qiyalik shakli.

G'ildirakning og'maligi sapfani α burchakka pastga og'dirish bilan hosil qilinadi. Yuk avtomobillarida bu burchak rostlanmaydi, yengil avtomobillarda esa, rostlanadi. Avtomobillarda $\alpha=0-1,5^\circ$; traktorlarda $\alpha=3^\circ$.

Shkvorenning ko'ndalang qiyaligi uni β_1 burchakka ichkariga og'dirish bilan o'rnatiladi (50-chizma). Bu burchak asosan, g'ildirakning burilishidan so'ng avvalgi neytral holatiga qaytishini ta'minlaydi. Chunki g'ildirakni neytral holatidan og'ishi shu g'ildirak o'qining ko'tarilishiga sabab bo'ladi. Ko'tarilish natijasida tushayotgan og'irlik g'ildirak turg'unligini saqlashga harakat qiladi. Bu burchak $4-6^\circ$ atrofida bo'lib, u rostlanmaydi.

Shkvorenning bo'ylanma qiyaligi 51-chizmada ko'rsatilgan, u β_1 bilan belgilanadi. Bu qiyalik musbat bo'lganda shkvoren o'qining harakat yuzasi bilan kesishgan nuqtasi g'ildirakning geometrik vertikal o'qidan oldinda joylashadi. Natijada g'ildirak markaziga nisbatan a yelka hosil bo'ladi. Yelkaning paydo bo'lishi g'ildirak neytral holatidan og'ganda turg'unlovchi momentni yuzaga keltiradi. Shinaning elastikligi qancha ko'p bo'lsa, bu burchak shunchalik oz



52-chizma. G'ildiraklarning yaqinlashuvi.

bo'ladi. Shuning uchun yengil avtmobillarda bu burchak ko'pincha bo'lmaydi. Bu burchak asosan $0-2^\circ$ atrofida o'rnatiladi.

Oldingi g'ildiraklarning yaqinlashuvi γ 52-chizmada ko'rsatilgan. Lekin bu yaqinlashuv g'ildiraklar orasidagi masofalar farqi $B-A$ bilan aniqlanadi. Bu farq $6-8$ mm atrofida bo'lib yuk va yengil avtomobillarda bu ko'rsatkich rostlanadi.

Harakat vaqtida g'ildiraklarning yonaki surilishi paydo bo'ladi. Natijada paydo bo'lgan M moment A masofani kattalashtirishga harakat qiladi. Ikkala g'ildirakdagi moment qarama-qarshi bo'lgani uchun bunda g'ildiraklarning neytral holati buzilmaydi.

Yuqorida ko'rib o'tilgan ko'rsatkichlar har bir mashina uchun alohida belgilanadi va ishlatish vaqtida qat'iy nazorat ostida bo'ladi. Agar ko'rsatkichlarning qiymati o'zgarsa, shinaning tez yeyilishi, turg'un harakatning buzilishi va haydovchining tez charchash kabi ko'ngilsiz voqealar yuz berishi mumkin.

Yo'naltiruvchi g'ildiraklarning tebranishi

Ba'zan harakat vaqtida yo'naltiruvchi g'ildiraklarning tebranishi ro'y beradi. Buni asosan haydovchi rul chamberagiga berilayotgan turtkidan sezadi.

Tebranishning asosiy sababi yo'lning notekisligi, rul tortiqlari o'lchamlarining noto'g'ri belgilangani va g'ildiraklardagi disbalansning paydo bo'lishidir.

Nazorat uchun savollar



1. Boshqariluvchi g'ildirakni o'rnatish ko'rsatkichlari.
2. G'ildirakning og'maligini tushuntiring.
3. Shivfenning ko'ndalang va bo'ylama qiyaligini tushuntiring.
4. Oldingi g'ildiraklarning yaqinlashuvini tushuntiring.
5. Barcha ko'rsatkichlarning rostlanishi to'g'risida aytib bering.
6. G'ildirakning tebranishi nima va unga ta'sir etuvchi omillar nimalardan iborat?

X B O B

ZANJIRLI TRAKTORLARNING BURILUVCHANLIGI

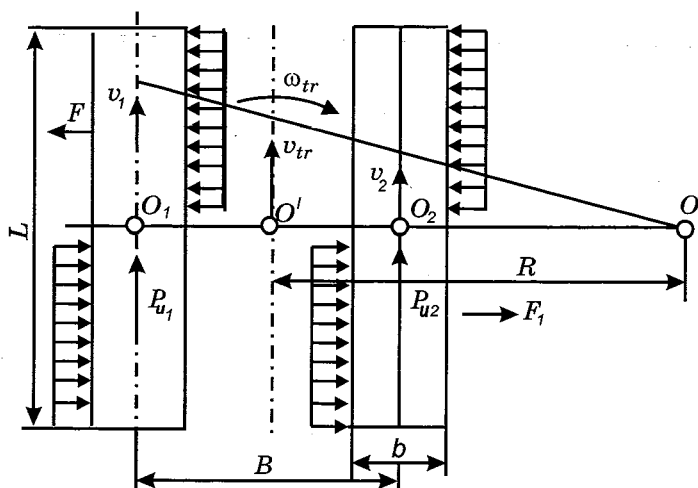
39-§. BURILUVCHANLIK KINEMATIKASI

Zanjirli traktorlarning burilishi g'ildirakli traktorlarning burilishidan farq qiladi. Shuning uchun bu traktorlarning burilish kinematikasi bilan mukammal tanishamiz. Ishni osonlashtirish maqsadida quyidagi shartlarni qabul qilamiz:

1. Burilish paytida traktorlarning tezligi nisbatan kam bo'lganligi uchun inersion kuchlarning miqdori kichik, shuning uchun ular hisobga olinmaydi.

2. Zanjirlarning tayanch yuzasi bo'ylab hosil bo'layotgan bosim epyurasi bir xil.

Pritsepsiz hamda tezligi yuqori bo'lmagan zanjirli traktorning burilishi biror o'q atrofida aylanishdan iborat. Bu o'q zanjirning o'rtasidan o'tkazilgan tekislikda



53-с h и з м а. Pritsepsiz traktorning burilish kinematikasi va
dinamikasiga oid shakl.

yotadi (53-chizma). Bu yerda O nuqta burilish o'qining harakat tekisligidagi proyeksiyasi. Bu nuqtani shartli ravishda burilish markazi deb ataymiz. Burilish markazidan traktorning bo'ylama simmetrik o'qigacha bo'lgan masofa **burilish radiusi** deb ataladi va R harfi bilan belgilanadi.

Burilish vaqtida traktorning ichki va tashqi yetakchi yulduzchalari ikki xil tezlikda aylanadi, ya'ni ichki zanjir sekinroq, tashqi zanjir esa tezroq harakat qiladi. Shuning uchun tez harakatlanayotgan zanjir ilgariyluvchan, sekin harakatlanayotgan zanjir esa sust zanjir deb ataladi. Ilgarilanuvchi zanjir parametrlari indeksiga 1, sust zanjir parametrlari indeksiga esa, 2 raqami qo'yiladi.

Traktorning burilish vaqtida tezligi ma'lum bo'lsa, uning burchak tezligi quyidagicha aniqlanadi:

$$\omega_{tr} = \frac{v_{tr}}{R}.$$

Burilish vaqtida har bir zanjir uchun ilgarilanma tezlik mavjud bo'ladi. Shataksirash va sirpanish yo'q bo'lganda har bir zanjirning ilgarilanma tezligi quyidagicha aniqlanadi:

$$v_1 = \omega_{tr}(R + 0,5B); \quad v_2 = \omega_{tr}(R - 0,5B),$$

bu yerda: B – traktor koleyasi.

Zanjirli traktorlarning burish mexanizmlarini tanlashda asosan burilish radiusi bilan yetakchi yarim o'qlarning aylanishlar chastotasi orasidagi bog'lanishni bilish zarur. Bu bog'lanish shataksirash bo'lmagan sharoit uchun quyidagicha:

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_{tr}(R + 0,5B)}{\omega_{tr}(R - 0,5B)}$$

yoki

$$R = B \frac{n_1 + n_2}{2(n_1 - n_2)}.$$

Agar burilishning nisbiy radiusini hisobga olsak:

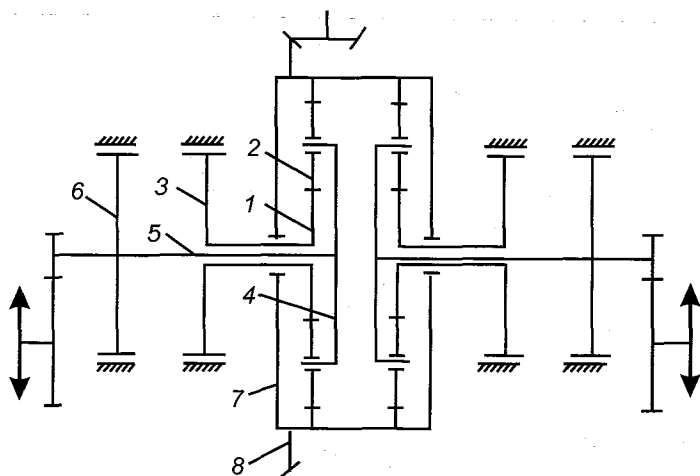
$$\rho = \frac{R}{B} = \frac{n_1 + n_2}{2(n_1 - n_2)}.$$

Yetakchi yarim o'qlarning ikki xil tezlikda aylanishi-ni yetakchi ko'priikka o'rnatiluvchi burish mexanizmlari ta'minlaydi. Bular quyidagilar:

1. *Differensial mexanizm.*
2. *Planetar mexanizm.*
3. *Burish muftasi.*

Bulardan zanjirli traktorlarda planetar mexanizm va burish muftasi ishlatiladi. Bu mexanizmlarning ayrim xususiyatlarini ko'rib o'tamiz.

Planetar mexanizmning o'ziga xos xususiyati shun-daki, traktor burilish paytida ilgarilanuvchi zanjirning tezligi burilishgacha bo'lgan traktor tezligiga teng bo'la-di. Planetar mexanizm shakli 54-chizmada ko'rsatilgan. Bu mexanizm quyoshsimon shesternyalar (1), satellitlar (2)dan iborat. Quyoshsimon shesternyalar o'zlarining tormozlari (3)ga ega. Satellitlarning o'qi vodilo (4)ga, vodilo esa yarim o'q (5)da joylashgan. Bundan tashqari, tormozlashni osonlashtirish uchun yarim o'qlarga ham lentali tormozlar (6) o'rnatilgan. Satellitlar bir tomon-



54-chizma. Planetar burilish mexanizmi
traktorning orqa ko'priqi.

dan quyoshsimon shesternya bilan tishlashsa, ikkinchi tomondan planetar mexanizmi (7)ning qutisi ichidagi tojsimon shesternya bilan tishlashgan. Quti tashqarisida esa, markaziy uzatmaning yetaklanuvchi konussimon shesternyasi (8) o'rnatilgan.

Traktorning to'g'ri chiziqli harakatida tormozlar (6) qo'yib yuborilgan, tormozlar (3) esa, tortilgan holda turaladi. Bu vaqtda planetar mexanizmining uzatishlar soni quyidagiga teng:

$$i_{il} = \frac{z_t + z_k}{z_t}$$

bu yerda: z_t — tojsimon shesternyaning tishlar soni; z_k — quyoshsimon shesternyaning tishlar soni.

Burilish paytida quyosh shesternyasining tormozi bo'shatib yuboriladi, yarim o'qlardagi tormozlar esa tortiladi. Burilish radiusining kattaligi shu tormozlarning bo'shatilish va tortilish darajasiga bog'liq.

Planetar mexanizm boshqa burish mexanizmlari singari tez-tez rostlanishni talab qilmaydi va burish vaqtida dvigatelga eng kam zo'riqish tushiradi.

Traktorni burish vaqtida burish muftasidan foydalanish ham keng tarqalgan. Burish vaqtida traktorning tezligi kamayadi, lekin ilgarilanuvchi zanjirning tezligi traktorning avvalgi tezligiga teng holda qoladi. Burish vaqtidagi v_r tezlik quyidagicha topiladi:

$$v_{tr} = v_1 \frac{R}{R + 0,5B}.$$

Agar sust zanjirni burish muftasi yordamida butunlay uzib qo'yilsa va qo'shimcha ravishda tormozlansa, dvigateldan kelayotgan burovchi momentning hammasi ilgarilanuvchi zanjirga berilib, undagi urinma tortish kuchi to'g'ri chiziqli harakatdagiga nisbatan ikki marta oshadi. Burilish paytida ilgarilanuvchi zanjirning tezligi o'zgarmaydi, traktorning tezligi esa kamayadi. Ilgarilanuvchi zanjirdagi quvvat quyidagiga teng:

$$N_1 = \frac{P_{u1} \cdot v_1}{1000}$$

Sust zanjirni tormozlash uchun talab qilingan tormoz momenti quyidagicha aniqlanadi:

$$M_t = \frac{P_{u_2} \cdot r_d \cdot \eta_{ou}}{i_{ou}},$$

bu yerda: η_{ou} — oxirgi uzatmaning foydali ish koeffitsienti.

Burish paytida sust zanjirning sirg'anishi va ilgari lanuvchi zanjirning shataksirashi yuqori bo'ladi. Bu esa, dvigatelga tushayotgan zo'riqishni orttiradi.

Ko'rib o'tilgan ikkala burish mexanizmi traktorning to'g'ri chiziqli harakati va sifatli burilishini yaxshi ta'minlaydi.

Zanjirli traktorlarning buriluvchanligini o'rganishda ham ko'rib o'tilgan ikkala burish mexanizmi traktorning to'g'ri chiziqli harakati va burilishini sifatli bajaradi, deb qabul qilamiz. Bundan tashqari, zanjirli traktorlar burilish paytida o'z tezligini o'zgartiradi. Biz bu tezlikning o'zgarishini hisobga olmay, burilish paytida tezlik o'zgarmas deb qaraymiz. Bu esa, yonaki ta'sir etayotgan inersion kuchlarni hisobga olmaslikka va masalani ancha soddalashtirishga imkon yaratadi.

Burilish jarayonini o'rganish vaqtida solishtirma bosim tayanch yuzasi bo'ylab bir xil deb qaraladi (98-ifoda). Bu vaqtda burilishga qarshilik kuchi quyidagiga teng:

$$q_1 = \mu \cdot q.$$

Burilish vaqtida quyidagi omillar qarshilik kuchini hosil qiladi: a) zanjir bilan tuproq orasidagi ishqalanish; b) tuproq qatlamining ezilishi; d) tuproq elementlarining uzilishga bo'lgan qarshiligi.

Yuqoridagi omillarning barchasini burilishga bo'lgan qarshilik koeffitsienti μ hisobga oladi. Bu holda, elementar yuzadagi burilishga bo'lgan qarshilik $\mu q dF$ bo'lib, burilish yo'nalishiga qarama-qarshi yo'nalgan. Tayanch yuzasi bo'ylab teng taqsimlangan qarshilik kuchining miqdori (98) ifodaga asosan quyidagicha aniqlanadi:

$$\mu q = \frac{\mu Q}{2bL} \quad (222)$$

Traktor burilishi vaqtida teng taqsimlangan kuchlarni ularning teng ta'sir etuvchisi bilan almashtirsak, zanjirning har bir yarim bo'lagida burilishga qarshilik qiluvchi shunday kuchdan bittadan hosil bo'ladi. Bu kuchlar 53-chizmada F va F_1 orqali ifodalangan. Bu kuchlarning miqdori teng:

$$F = F_1 = q \mu b L = \frac{\mu \cdot Q}{2}.$$

Bu kuchlar $0,5L$ yelkada burilishga qarshilik qiluvchi moment M_{bq} ni hosil qiladi:

$$M_{bq} = 0,5L \cdot F = 0,25\mu \cdot Q \cdot L. \quad (223)$$

Ifodadan ko'rinib turibdiki, burilishga qarshilik qiluvchi moment traktorning og'irligi va uning bazasiga to'g'ri proporsional. Traktorning og'irligi qancha ko'p va bazasi uzun bo'lsa, bunday traktorning burilishga bo'lgan qarshiligi shuncha yuqori bo'ladi. Burilishga bo'lgan qarshilik koeffitsienti μ ni aniqlashning analitik usuli yo'q. U ko'pincha tajriba yo'li bilan aniqlanadi. Buning uchun traktorning (burilish paytida) har bir yarim o'qidagi M_1 va M_2 burovchi momentlari tenzodatchiklar yordamida aniqlanadi. Bu burovchi momentlar miqdor jihatdan har bir zanjirdagi P_{u1} va P_u kuchlar hosil qilayotgan momentlarining qiymatiga teng, ya'ni:

$$M_{bq} = 0,5B (P_{u1} + P_{u2}).$$

Har bir yetakchi yulduzchadagi burovchi momentni bilgan holda, quyidagini yozish mumkin:

$$P_{u1} = \frac{M_1 \cdot \eta_{gus}}{r_d}; \quad P_{u2} = \frac{M_2 \cdot \eta_{gus}}{r_d},$$

bu yerdan:

$$M_{bq} = \frac{B}{2 \cdot r_d} \cdot (M_1 \eta_{gus} + \eta_2 M_{gus}) M_1 \eta_{gus} + M_2 \eta_{gus}$$

Bu ifodaning tarkibiga μ kirmagani tufayli M_{bq} ni aniqlash oson, topilgan qiymatni (223) ifodaga qo'yib μ ni topish mumkin.

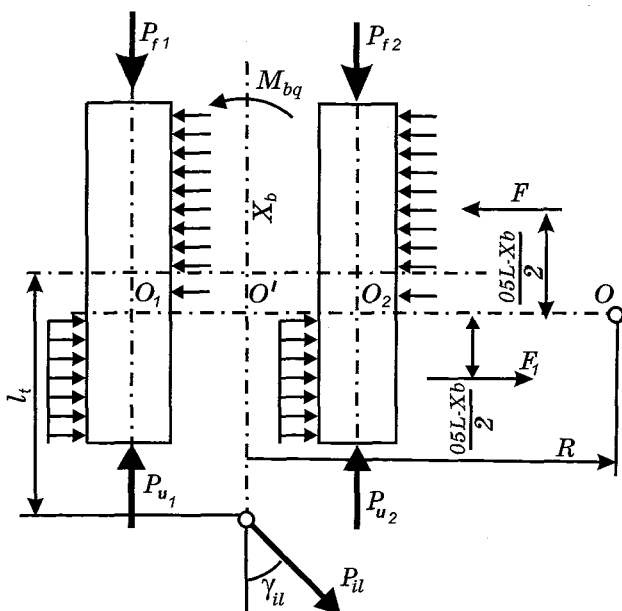
Tekshirishlar shuni ko'rsatadiki, burilishga bo'lgan qarshilik koeffitsienti μ tuproq turi, traktor konstruksiyasi va traktorning tuproqqa bo'lgan bosimiga, shuningdek, burilish radiusiga bog'liq. Bu koeffitsientni topish uchun quyidagi ifoda o'rinli (prof. A.O. Nikitin formulasi):

$$\mu = \frac{\mu_{\max}}{0,925 + 0,15\rho},$$

bu yerda: $\mu_{\max}$ — burilishga bo'lgan qarshilik koeffitsientining maksimal qiymati. Tuproqning turi va holatiga qarab $\mu = 0,3-1$ bo'ladi. Tuproqning zichligi ortgan sari ortib boradi.

40-§. PRITSEPLI TRAKTORNING BURILISHI

Pritsepli traktorning burilishiga oid shakl 55-chizmada ko'rsatilgan. Bu yerda ilgakdagi kuch traktorning markaziy o'q chizig'idan l_t masofada joylashgan. Traktorning burilishi bilan ilgakdagi kuch γ_{il} burchakka og'gan. Burilish radiusi qancha kichik bo'lsa, γ_{il} shuncha



55-chizma. Pritsepli traktorning burilish kinematikasi va dinamikasi.

katta bo'ladi. Ilgaldagi qarshilikning bo'lishi quyidagi o'zgarishlarga sabab bo'ladi:

1. Traktorning bosim markazi burilish qaysi tomonga bo'lishidan qat'iy nazar, markazi o'q chiziqdan X_b masofaga orqaga siljiydi.

2. Traktorning burilishiga qarshilik qiluvchi qo'shimcha kuch paydo bo'ladi, ya'ni $P_{il} \cdot \sin \gamma_{il}$.

Burilish qutblarining yangi X_b koordinatasini topish uchun kuchlarni gorizontal tekislikka proyeksiyalaymiz:

$$F = F_1 + P_{il} \cdot \sin \gamma_{il}. \quad (224)$$

Traktor bazasining yuzasi bo'ylab bir xil tarqalgan kuchlarning teng ta'sir etuvchilari quyidagicha aniqlanadi:

$$\left. \begin{aligned} F &= 2 \mu q b (0,5L + X_b) \\ F_1 &= 2 \mu q b (0,5L - X_b) \end{aligned} \right\} \quad (225)$$

(98) ifodani hisobga olgan holda (225) ifodani (224)ga qo'yib X_b ni aniqlaymiz:

$$X_b = L \frac{P_{il} \sin \gamma_{il}}{2 \mu Q}$$

Ilgaldagi qarshilik kuchi gorizontal tashkil etuvchisining maksimal qiymati $P_{il} \sin \gamma_{il} \cdot \mu Q$ ga teng. Agar bu kuch μQ dan ortib ketsa, traktorning sirg'anishi ro'y beradi. Ilgalka kuch qancha ko'p qo'yilsa va traktorning og'irligi qanchalik kam bo'lsa, X_b shuncha yuqori bo'ladi. Lekin uning maksimal qiymati $X_b = 0,5L$. Agar ilgaldagi kuch $R_{il} = 0$ bo'lsa, u vaqtda $X_b = 0$. Yangi koordinatani bilgan holda burilishga qarshilik qiluvchi momentni aniqlash mumkin.

Burilish O_1 va O_2 qutblarga nisbatan sodir bo'ladi:

$$\begin{aligned} M_{pb} &= 0,5F \cdot (0,5L + X_b) + 0,5F_1 \cdot (0,5L - X_b) + \\ &+ P_{il} \sin \gamma_{il} (l_t - X_b). \end{aligned}$$

Yuqoridagi F , F_1 va q ning qiymatlarini hisobga olsak:

$$M_{pb} = 0,25 \mu \cdot QL \left[1 - \left(\frac{2X_b}{L} \right)^2 \right] + P_{il} \cdot \sin \gamma_{il} \cdot (l_t - X_b),$$

bu yerda: M_{pb} — traktorning pritsep bilan burilishiga qarshilik qiluvchi moment.

41-§. BUROVCHI MOMENT

Yuqorida faqat burilishga qarshilik qiluvchi kuch va momentlarni o'rgandik. Ma'lumki, burilish jarayonini amalga oshirish uchun burovchi moment bo'lishi kerak. Uning miqdori burilishga qarshilik qiluvchi moment M_{bq} dan kam bo'lmasligi zarur. Shuning uchun burovchi momentni aniqlash va uni qanday kattaliklarga bog'liq ekanligini bilish muhim.

Burovchi momentni aniqlash uchun 55-chizma shaklidan foydalanamiz. Bu shaklda yuqorida ko'rib o'tilgan kuchlardan tashqari har bir zanjir tasmasidagi urinma P_{u_1} va P_{u_2} kuchlar ko'rsatilgan. Demak, burilish paytida traktorga yurishga qarshilik qiluvchi kuchlar P_{f_1} va P_{f_2} ilgakdagi P_{u_1} kuch hamda har bir zanjirda hosil bo'layotgan urinma tortish kuchlari P_{u_1} va P_{u_2} ta'sir qiladi. To'g'ri chiziqli harakat vaqtida P_{u_1} va P_{u_2} kuchlar bir-biriga teng bo'lib, burilish paytida bu tenglik buziladi, chunki shu kuchlarning farqi burilish momentini hosil qiladi. Burilish vaqtidagi kuchlarning ta'siri 55-chizmada ko'rsatilgan. Shunga asosan burovchi moment quyidagiga teng:

$$M_b = 0,5B (P_{u_1} - P_{u_2}).$$

Demak, pritseptli traktorlarda burilish amalga oshishi uchun

$$M_b = M_{pb}.$$

Lekin, P_{u_1} va P_{u_2} kattaliklar burilish vaqtidagi umumiy P_u kuchning qancha qismini tashkil etishi noma'lum. Uni aniqlash uchun ta'sir etayotgan kuchlarni bo'ylama tekislikka proyeksiyalaymiz:

$$P_u = P_{u_1} + P_{u_2} = P_{f_1} + P_{f_2} + P_{u_l} \cdot \cos \gamma_{il}.$$

Agar oxirgi uch ifodani birgalikda yechsak, P_{u_1} va P_{u_2} ning qiymatlarini aniqlaymiz:

$$P_{u_1} + 0,5 P_u + \frac{M_{bk}}{B}; \quad P_{u_2} = 0,5 P_u - \frac{M_{bk}}{B}.$$

Bu yerda $P_{f_1} + P_{f_2} = P_f$; $P_f + P_{u_l} \cdot \cos \gamma_{il} = P_u$ ekanligi hisobga olingan.

Burilish vaqtida tashqi ilgari lama zanjirdagi P_{u_1} kuch musbat, ichki sust zanjirdagi P_{u_2} kuch esa ham musbat, ham manfiy bo'lishi mumkin.

Nazorat uchun savollar

- ?
1. Zanjirli traktor burilish jarayonining o'ziga xos tomonlari.
 2. Burilish markazi va radiusini aniqlab bering.
 3. Burilish mexanizmlarini sanang va bir-biridan farqini ayting.
 4. Planetar mexanizmini shakldan tushuntiring.
 5. Burilish jarayoniga ta'sir etuvchi omillar nimadan iborat?
 6. Burilish jarayoniga tirkalma pritseplarning ta'sirini ayting.
 7. Burilish jarayoniga bosim markazining joylanishi ta'sirini tushuntiring.
 8. Burovchi momentga ta'rif bering.

XI B O B

TRAKTOR VA AVTOMOBILLARNING YO'L TO'SIQLARIDAN O'TUVCHANLIGI

42-§. AVTOMOBILLARNING O'TUVCHANLIGI

Avtomobillarni ishlatish jarayonida u turli sharoitlarda, ya'ni tekis qattiq qoplamali yo'llar, toshloq, botqoqlik, qumloq, adir, qorli yoki muzlagan yo'llarda harakatlanishi mumkin.

Avtomobilning tekis va notekis yo'llardan yura olish qobiliyati uning o'tuvchanligi deyiladi. Avtomobillar o'z o'tuvchanligi bo'yicha uch guruhga bo'linadi:

1. *Me'yoriy o'tuvchan avtomobillar.*
2. *Yuqori o'tuvchan avtomobillar.*
3. *O'ta yuqori o'tuvchan avtomobillar.*

Me'yoriy o'tuvchan avtomobillar odatda tekis yo'llarda ishlatiladi. Bular 4x2 shaklli avtomobillardir.

Yuqori o'tuvchan avtomobillar notekis yo'llarda yoki yo'lsiz joylarda ishlatiladi, ular qatoriga 4x4, 6x4 yoki 6x6 shaklli avtomobillar kiradi. Qishloq xo'jaligida asosan shu avtomobillar ishlatiladi.

O'ta yuqori o'tuvchan avtomobillar qishloq xo'jaligida kam ishlatiladi yoki umuman ishlatilmaydi. Bunday avtomobillarga yarim zanjirli va yetakchi ko'prigi uchta va undan ko'p bo'lgan avtomobillar kiradi.

Avtomobillarning o'tuvchanligi asosan, konstruktiv xususiyatlarga: tortish xususiyati, tayanch-ilashish tasnifi va geometrik parametrlarga bog'liq. Bundan tashqari, o'tuvchanlik avtomobilning manevrchanlikka moslanganligi, turg'unligi va haydovchining mahoratiga ham bog'liq. Chunki mahorati turlicha bo'lgan haydovchilar avtomobilni yo'lsiz sharoitda turlicha boshqaradilar.

43-§. O'TUVCHANLIKKA TORTISH XUSUSIYATI VA TAYANCH-ILASHISH TASNIFINING TA'SIRI

Avtomobil yomon yo'lda yoki yo'lsiz sharoitda harakatlanganda, g'ildiraklarining dumalashga bo'lgan qarshiligi ortib ketadi. Bundan tashqari, avtomobil shinasining tuproq bilan ilashishi ham yomonlashadi. Bu esa, avtomobilning harakati uchun sarf bo'layotgan quvvatning ortishiga, ish unumini pasayishiga olib keladi. Shuning uchun bunday avtomobillarning dinamik xususiyatlari yuqori bo'lishi yoki yuqori tortish kuchiga va dinamik omilga ega bo'lishi talab qilinadi. Avtomobilning dinamik omili yo'lning keltirilgan qarshilik koeffitsientidan yuqori bo'lishi shart. Shuni nazarda tutish kerakki, o'tuvchanlikni ko'pincha yetakchi g'ildirak bilan tuproqning ilashishi cheklab qo'yadi. Ilashish yomon bo'lsa, yetakchi g'ildirakda hosil bo'layotgan urinma tortish kuchidan to'liq foydalanib bo'lmaydi, natijada yetakchi g'ildiraklar shataksiraydi va avtomobillarning o'tuvchanligi pasayadi.

Yetakchi g'ildiraklar bilan tuproqning ilashishi avtomobilning g'ildiragiga tushayotgan og'irligining qiymatiga bog'liq. Ma'lumki, ikki o'qli 4x2 shaklli avtomobillar umumiy og'irligining 75—80 foizi yetakchi g'ildiraklarga to'g'ri keladi. Demak, yetakchi g'ildirak bilan tuproq (yo'l)ning ilashishida og'irlikning faqat shu qismigina ishtirok etadi.

G'ildiraklarning tuproq bilan ilashishida ishtirok etayotgan avtomobilning og'irligi ilashish og'irligi deyiladi. Ilashish og'irligi Q_n ni avtomobilning umumiy og'irligiga nisbati ilashish og'irligidan foydalanish koeffitsienti λ_φ deyiladi:

$$\lambda_\varphi = \frac{Q_n}{Q_a}.$$

Yengil 4x2 shaklli avtomobillarda bu koeffitsient 0,5; 4x2 shaklli avtomobillarda 0,6—0,8; hamma g'ildiraklari yetakchi bo'lgan yuk avtomobillarida bu koeffitsient 1 ga teng.

Bundan tashqari, yetakchi g'ildirakning tuproq bilan ilashishida shinaning naqshlari va bosimi ham muhim

rol o'ynaydi. Shina bosimi yuqori bo'lsa, uning deformatsiyalanishi kam, demak, tuproq yoki yo'l bilan ta'sir yuzasi kam bo'ladi. Bu esa shinaning ilashish xususiyatlarini yomonlashtiradi. Agar bosim kichik bo'lsa, shinaning deformatsiyasi ortadi, natijada ta'sir yuzasi ko'payadi. Bunday hollarda dumalashga bo'lgan qarshiligi ortib ketadi. Shuning uchun shinaning bosimi va tuproq bilan ta'sir yuzasi orasida ma'lum darajada munosabat bo'lishi shart.

Shinaning harakat yuzasiga ko'rsatayotgan bosimi shu shinaga tushayotgan traktorning og'irligini ta'sir yuzaga bo'lgan nisbati bilan belgilanadi:

$$P = \frac{Q_e}{F_k}.$$

Bu bosim avtomobil turiga va shinaning vazifasiga qarab turlicha bo'ladi. Yengil avtomobillar yetakchi g'ildiragining bosimi 0,22—0,33 MPa. Yetaklanuvchi g'ildiragidagi bosim esa, 0,200—0,280 MPa bo'lishi kerak. Yuk avtomobillarining yetakchi g'ildiragidagi bosim 0,35—0,8 MPa, yetaklanuvchi g'ildiraklardagi bosim esa, 0,300—0,600 MPa.

Qishloq xo'jaligida ishlatiluvchi avtomobillar har xil yo'l sharoitida ishlaydi. Bu avtomobillarda ilashish xususiyatlarini doimo talab qilingan qiymatda ushlab turish uchun shinaning bosimini o'zgartirib turish lozim. Chunki yumshoq tuproqda shinaning bosimini nisbatan orttirish kerak. Bu esa, shinalarning bosimini avtomatik boshqarib turuvchi moslamaning bo'lishini talab qiladi.

Sirg'anchiq yo'llarda avtomobillarning o'tuvchanligini orttirish uchun ko'pincha shinalarga zanjirlar bog'lanadi. Yumshoq yerda ishlaydigan avtomobillarning o'tuvchanligini orttirish uchun esa, odatda, keng profilli shinalar ishlatiladi.

Bundan tashqari, avtomobil yurish qismining konstruksiyasi ham uning o'tuvchanligini oshiradi. Mustaqil osmalarning qo'llanilishi, oldingi va orqa g'ildiraklar izlarining bir-biriga mos kelishi aytilganlarga misol bo'la oladi.

Nazorat uchun savollar



1. O'tuvchanlik tushunchasi nima?
2. O'tuvchanlik ko'rsatkichi bo'yicha avtomobillar qanday guruhlarga bo'linadi?
3. O'tuvchanlikni belgilovchi shakllarni tushuntiring.
4. O'tuvchanlikni belgilovchi konstruktiv xususiyatlarni aytib bering.
5. Ilashish og'irligi deb nimaga aytiladi? Uni orttirishning qanday uslublari mavjud?

44-§. O'TUVCHANLIKNING GEOMETRIK PARAMETRLARI

Avtomobil yo'lsiz sharoitlarda harakatlanganda o'tuvchanlikning geometrik parametrlari muhim ahamiyatga ega. O'tuvchanlikning geometrik parametrlari quyidagilar (56-chizma):

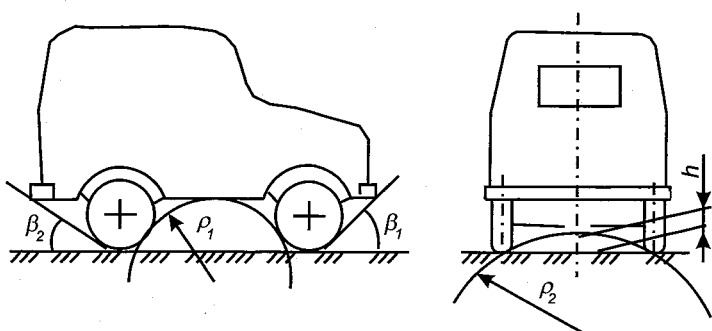
1. O'tuvchanlikning oldingi burchagi — β_1 .
2. O'tuvchanlikning orqa burchagi — β_2 .
3. O'tuvchanlikning bo'ylama radiusi — ρ_1 .
4. O'tuvchanlikning ko'ndalang radiusi — ρ_2 .
5. O'tuvchanlik oralig'i — h .

O'tuvchanlikning oldingi burchagi avtomobil oldinga harakatlangan vaqtda oldingi eng chekka nuqtasining qiyalikka tegmay chiqib keta olishini ta'minlaydi. Bu burchakning kattaligi avtomobilning eng oldingi nuqtasidan oldingi g'ildirakka urinma o'tkazish bilan aniqlanadi.

O'tuvchanlikning orqa burchagi avtomobil orqaga harakatlangan vaqtda chekka nuqtasining qiyalikka tegmay ko'tarila olishini ta'minlaydi. Bu burchakning qiymati orqa eng chekka nuqtadan orqa g'ildirakka urinma o'tkazish bilan aniqlanadi. Zamonaviy avtomobillarning o'tuvchanlik burchaklari quyidagi jadvalda keltirilgan:

2-j a d v a l

Avtomobillar	β_1 , gradus	β_2 , gradus
Oddiy o'tuvchan yengil avtomobillar	20—30	15—20
Oddiy o'tuvchan yuk avtomobillari	40—50	20—40
Yuqori o'tuvchan avtomobillar	45—50	35—40



56-с h и з м а. О'tuvchanlik parametrlari.

O'tuvchanlikning bo'ylama radiusi avtomobilning bo'ylama tekislik bo'yicha biror to'siqqa tegmay uni oshib o'tishini ta'minlaydi. Bu radiusning kattaligi bo'ylama tekislikdan oldingi, orqa va avtomobilning eng pastki nuqtalari orqali urinma qilib o'tkazilgan aylananing radiusi bilan belgilanadi (56-chizma). O'tuvchanlik bo'ylama radiusining qiymati avtomobillarning yuk ko'tarish qobiliyatiga qarab o'zgaradi. Kam yuk ko'tarishga mo'ljallangan avtomobillarda $\rho_2=2,5-3,5$ m; o'rtacha yuk ko'tarishga mo'ljallangan avtomobillarda $\rho_1=3,5-5,5$ m va ko'p yuk ko'tarish qobiliyatiga ega bo'lgan avtomobillarda $\rho_1=5-6$ m.

O'tuvchanlikning ko'ndalang radiusi avtomobil o'ta olishi mumkin bo'lgan to'siqning shaklini belgilaydi. Radius kattaligi avtomobilning eng pastki nuqtasi bilan ikkala g'ildirakka urinma qilib o'tkazilgan aylananing radiusi orqali aniqlanadi.

O'tuvchanlikning oralig'i h ham uning asosiy parametrlaridan biridir. Avtomobilning eng pastki nuqtasidan harakat yuzasigacha bo'lgan masofa **o'tuvchanlik oralig'i** deyiladi. Bu masofa avtomobil o'ta olishi kerak bo'lgan to'siqning balandligini belgilaydi. Oddiy o'tuvchan 4×2 shaklli avtomobillarda $h=150-220$ mm, o'rtacha o'tuvchan 4×4 shaklli avtomobillarda $h=180-270$ mm, yuqori o'tuvchan avtomobillarda $h=400-500$ mm.

45-§. AVTOMOBIL KONSTRUKSIYASINING O'TUVCHANLIKKA TA'SIRI

Avtomobilning quyidagi mexanizmlari o'tuvchanlikning sifatini belgilaydi:

1. *Defferensial burish mexanizmi.*
2. *Osma va amortizatorlar.*
3. *Transmissiya konstruksiyasi.*
4. *Oldingi va orqa g'ildiraklar koleyasi.*

Avtomobil nam tuproqda va shunga o'xshash yerlarda harakatlanganda yoki biror yetakchi g'ildirak to'siqqa tiqilib qolganda, differensial mexanizmi o'tuvchanlikka salbiy ta'sir etadi. Chunki bu mexanizm shataksirayotgan g'ildirakka burovchi momentni o'tkazadi, tuproq bilan yaxshi ilashib turgan g'ildirakka burovchi momentni o'tkazmaydi. Natijada loy yoki yumshoq yerdagi g'ildirak shataksiraydi; avtomobilning harakati sustlashadi va o'tuvchanlik pasayadi. Bu holni yo'qotish uchun avtomobillarda ishqalanishi ko'p bo'lgan differensial mexanizmlari ishlatiladi.

Osma va amortizatorlar konstruksiyasi, ya'ni ularni yo'l sharoitiga moslanganligi ham o'tuvchanlik sifatini yaxshilaydi. Chunki osma yoki amortizator har qanday sharoitda g'ildirakning vertikal holatini ta'minlashi zarur. Bu esa g'ildirakka ta'sir etayotgan vertikal kuchdan samarali foydalanishga imkon beradi, natijada g'ildiraklarning shataksirashi kamayadi.

Avtomobilning yomon yo'l sharoitida tekis harakat qila olishi ham o'tuvchanlikni ko'p jihatdan belgilaydi. Bu holni avtomobilning transmissiyasi ta'minlaydi.

Oldingi va orqa g'ildiraklar izlarining bir-biriga mos kelishi avtomobilning harakatiga qarshilik qiluvchi kuchlarni kamaytiradi. Chunki yumshoq yerda harakat qilayotgan g'ildirakka qarshilik tuproqning deformatsiyasi natijasida hosil bo'ladi. Agar oldingi g'ildirak hosil qilgan izdan orqa g'ildirak yursa, shu qarshilik nisbatan kamayadi va o'tuvchanlik ortadi. Shuning uchun g'ildirak shaklsi 4x4 bo'lgan o'tuvchan avtomobillarda oldingi va orqa g'ildirak izlari bir-biriga mos keladi.



1. O'tuvchanlikning geometrik parametrlarini tushuntiring.
2. O'tuvchanlik oralig'i deb nimaga aytiladi?
3. O'tuvchanlikni belgilovchi sifatlarga nimalar kiradi? Har birining ahamiyatiga to'xtaling.

46-§. TRAKTORLARNING O'TUVCHANLIGI

Qishloq xo'jaligida ishlatiladigan traktorlar nisbatan yomon yo'l sharoitlarida ishlatilgani uchun ularning o'tuvchanligi yuqori bo'lishi zarur. Chunki ularning o'tuvchanligi tuproqning holati bilan bog'liq.

Qishloq xo'jaligida traktorlarni ishlatish erta bahordan kech kuzgacha davom etadi. Shuning uchun tuproqning mexanik xususiyatlariga meteorologik sharoitlar ta'sir etadi. Bu esa traktorning tortish foydali ish koeffitsientini pasaytiradi. Bundan tashqari, bu koeffitsient traktor o'tuvchanligining yomonlashishi tufayli ham kamayadi. Bunday sharoitlarda ishlayotgan traktorlarning tortish-ilashish xususiyatlarini oshirish zarur. Bu esa, o'z navbatida, o'tuvchanlikni orttiradi. G'ildirakli traktorlar ikki xil o'tuvchanlikka ega:

1. *Oddiy o'tuvchan traktorlar.*

2. *Yuqori o'tuvchan traktorlar.*

Oddiy o'tuvchan traktorlarning g'ildirak shaklsi 4×2 ; yuqori o'tuvchan traktorlar shaklsi esa, 4×4 bo'ladi.

Zanjirli traktorlar uch xil o'tuvchanlikka ega:

1. *Oddiy o'tuvchan traktorlar.*

2. *Yuqori o'tuvchan traktorlar.*

3. *O'ta yuqori o'tuvchan traktorlar.*

Umumiy ishlarni bajaruvchi zanjirli traktorlar oddiy o'tuvchan traktorlar qatoriga kiradi. Ularning yo'l oralig'i $h = 250 - 350 \text{ mm}$.

Botqoqlikda ishlaydigan traktorlar yuqori o'tuvchan traktorlar qatoriga kiradi. O'ta og'ir sharoitlarda oz yuk ko'taradigan va botqoqliklarda ishlatiladigan traktorlar o'ta yuqori o'tuvchan traktorlar hisoblanadi.

Qator oralarida ishlash, baland bo'yli o'simliklarga ishlov berish ham o'tuvchanlikning ko'rsatkichlaridan biridir. Shuning uchun traktorlar konstruksiyasi agro-texnik talablar asosida hisoblanadi.

O'simlikka ishlov berishda himoya zonasi qoldiriladi. G'ildirakning tashqarisidagi himoya zonasining kengligi S_t , ichkarisidagi kengligi S_i quyidagicha aniqlanadi:

$$S_t = \frac{m(n+1) - (B+b)}{2}; \quad S_i = \frac{(B-b) - m(h-1)}{2},$$

bu yerda: B — g'ildiraklar koleyasi, b — g'ildiraklar kengligi, m — qator oralig'i kengligi, h — g'ildiraklar orasidagi o'simliklar qatorining soni.

Agar ichki va tashqi himoya zonasining kengligi o'zaro teng bo'lsa, u holda: $B = m \cdot n$.

Nazorat uchun savollar



1. Traktorlar o'tuvchanligining o'ziga xos tomonlarini ayting.
2. G'ildirakli traktorlar o'tuvchanlik ko'rsatkichi bo'yicha qanday guruhlariga bo'linadi?
3. Zanjirli traktorlarning o'tuvchanlik guruhlarini ayting. Har birini tushuntiring.

47-§. TRAKTOR VA AVTOMOBILLARNING TEBRANISHI VA BU TEBRANISHNI SO'NDIRISH

Traktor va avtomobillarning tebranmay ravon harakat qilishi ularning ish unumi va o'rtacha tezligini orttiradi, xizmat muddatini ko'paytiradi, yonilg'i sarfini kamaytiradi va eng muhimi, haydovchi va yo'lovchilarni kamroq toliqtiradi.

Shuning uchun tebranishni kamaytirish, yurish ravonligini maksimal darajada yaxshilash zamonaviy traktor va avtomobillarga qo'yilayotgan asosiy ekspluatatsion talablardir.

Tebranishga asosan, yo'lning notekisligi sabab bo'la-

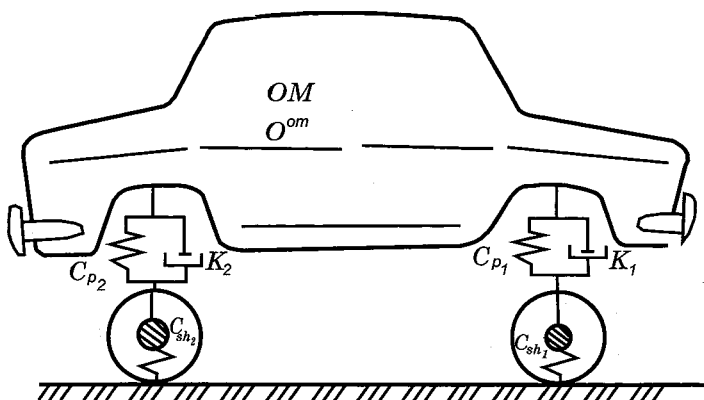
di. Odam yurish vaqtida minutiga 70—120 marta tebranadi. Bu uning yurish tezligiga bog'liq. Odam organizmi shu tebranish chastotasiga moslashgan bo'lib, unga osongina ko'nikishi mumkin. Bundan ortig'i esa odamni charchatadi. Agar tebranish 350—450 martaga yetsa, kishi tez toliqadi. Shuning uchun barcha zamonaviy avtomobillarning tebranishi odamning organizmi qabul qila olishi mumkin bo'lgan chegaradan ortmasligi kerak.

Yengil avtomobillarda erkin osmalar qo'llanilib, qattiq amortizatorlar ishlatilmagani uchun ularda tebranish yuk avtomobillaridagiga nisbatan doim kam bo'ladi. Agar avtomobilning massasini m , ressorlanmagan massasini m' bilan belgilasak, mashinaning ressorlanganlik koeffitsienti μ_m quyidagicha aniqlanadi:

$$m_n = \frac{m}{m'}; \quad m' = m_1 + m_2,$$

bu yerda: m_1, m_2 — oldingi va orqa g'ildiraklarning ressorlanmagan massalarini hisobga oluvchi parametr.

Bu μ_m koeffitsient qancha yuqori bo'lsa, mashinaning ravon yurishi shuncha yaxshi bo'ladi. Ressorlanmagan massani kamaytirish hisobiga ressorlangan massa ko'paytiriladi, natijada koeffitsient μ_m ortadi.



57-*chizma*. Yurish ravonligini o'rganish.

Yengil avtomobillarda $\mu_m = 6,5\text{—}7,5$ yuk avtomobillarida $\mu_m = 4\text{—}5$.

Yuk avtomobillarining ravon yurishini orttirish uchun ularni doim nominal yuklash kerak. Bu holda, m parametrlar yukning hisobiga ortadi va natijada μ_m ham ortadi.

Traktorlar ko'pincha yumshoq yerda ishlagani uchun uning tebranishi kam bo'ladi. Ularning tebranishiga egatlarning balandligi va kengligi ta'sir etishi mumkin (egatlarga ko'ndalang harakatlanib ishlov berish vaqtida). Umuman mashina fazoda tebranishning oltita erkinlik darajasiga ega. Bular har bir koordinata o'qi bo'ylab bo'ylama va burchak tebranishlaridir. Bu tebranishlarning eng asosiylari avtomobilning harakat o'qi bo'ylab bo'ylama va burchak tebranishlaridir. Shuning uchun avtomobillarga qo'yilgan tebranishni so'ndiruvchi moslamalar (amortizatorlar) asosan shu tebranishlarni so'ndirishga mo'ljallangan.

Bo'ylama va burchak tebranishlarni so'ndiruvchi moslamalar tizimi 57-chizmada ko'rsatilgan. Bu yerda, C_{p1} , C_{p2} oldingi va orqa osmalarning bikrlilik koeffitsientlari; C_{sh1} , C_{sh2} — oldingi va orqa shinalarning bikrlilik koeffitsienti; K_1 , K_2 — oldingi va orqa amortizatorlarning qarshilik koeffitsientlari.

Agar avtomobilning og'irligi tufayli shinaning ezilishini z_{sh} , osmalarning ezilishini z_0 desak, umumiy ezilish:

$$z = z_{sh} + z_0 = \frac{Q}{C_p} + \frac{Q}{C_{sh}}$$

U vaqtda osmalarning umumiy qattiqligi

$$C = \frac{O}{Z} = \frac{C_p \cdot C_{sh}}{C_p + C_{sh}}$$

Agar avtomobil erkin tebransa, uning chastotasi quyidagicha aniqlanadi:

$$n = \frac{60}{T}; \quad T = \frac{2\pi}{\omega},$$

bu yerda: T — tebranish davri; ω — siklik jarayonning burchak tezligi.

Tebranish faqat bo'ylama bo'lganligi uchun u quyidagi qonunga bo'ysunadi:

$$m = \frac{d^2 F}{dt^2} + (C_{p1} + C_{p2}) \cdot F = 0,$$

bu yerda: F — og'irlik markazining berilgan vaqtda neytral holatdan siljishi.

Tebranish so'navchi bo'lgani uchun yuqoridagi ifodani quyidagicha yozish mumkin:

$$F = A \cdot \sin \sqrt{\frac{C_{p1} + C_{p2}}{m}} \cdot t$$

bu yerda: t — tebranish boshlangandan so'ng o'tgan vaqt.

Agar oxirgi ifodani garmonik tebranuvchi jara-yon qonuni bilan solishtirsak, quyidagiga ega bo'la-miz:

$$\omega = \sqrt{\frac{C_{p1} + C_{p2}}{m}}; \quad C_{p1} + C_{p2} = C_p$$

Lekin

$$C_p = \frac{Q}{z_p}; \quad m = \frac{Q}{g},$$

bu yerda: C_p — oldingi va orqa osmalarning umumiy qattiqligi;
 z_p — oldingi va orqa osmalarning umumiy ezilishi.

U holda,

$$\omega^2 = \frac{g}{z_p}.$$

Demak, osma qancha yumshoq bo'lsa, tebranish chastotasi shuncha kam bo'ladi. Shuning uchun yengil avtomobillarda tebranish kam bo'lishi uchun yumshoq osmalar qo'llaniladi.

Traktorlarda osmalar vazifasini shinalar o'taydi. Faqat transport traktorlarining oldingi ko'prigi osma bilan jihozlanishi mumkin. Yurish ravonligini asosan, bosimi kamaytirilgan shinalar ta'minlaydi. Haydovchi toliqmasligi uchun hozirgi traktorlarda haydovchining kursisi prujinali osma bilan jihozlanmoqda.

Tebranishlar asosan amortizatorlar yordamida soʻndiriladi. Amortizatorlar avtomobillarda gʻildirak bilan ramaning oʻrtasiga oʻrnatiladi. Amortizatorlar har xil boʻlishi mumkin: prujinali, resorsli, gidravlik, qayishqoq rezina va boshqalar.

Amortizatorlar tebranishning turli ketma-ket davrida tebranish amplitudasini samarali ravishda soʻndirib boradi. Soʻndirishning intensivligi **tebranishlar dekrementi** degan kattalik orqali belgilanadi va u quyidagicha aniqlanadi:

$$D_t = \frac{A_1}{A_2},$$

bu yerda: A_1, A_2 — tebranishning dastlabki va oxirgi davridagi amplitudalari.

Nazorat uchun savollar

- ②
1. Traktor va avtomobillarning tebranishini kamaytirishning foydali tomonlarini aytib bering.
 2. Tebranishni soʻndiruvchi moslamalarni sanang.
 3. Shinaning resorlangan koeffitsientiga taʼrif bering. Tebranish dekrementi nima?
 4. Traktarlarda tebranish qayerda soʻndiriladi, avtomobillarda-chi?

XII B O B

TRAKTOR VA AVTOMOBILLAR SHASSISINING HISOBI

48-§. TRANSMISSIYA MEXANIZMLARINING ISHLASH REJIMI

Transmissiya detallarini mustahkamlikka hisoblashda ularning statik kuchlanishlari hisobga olinar edi. Statik kuchlanishlar bo'yicha hisoblashda shu detalga qo'yilayotgan faqat ikki xil moment hisobga olinadi. Birinchisi, dvigatelning burovchi momenti M_{dv} , ikkinchisi, traktor yoki avtomobil yurish qismining tuproq bilan ilashish bo'yicha momenti M_{φ} dir. Bu vaqtda detallarni kuchlanish bo'yicha ehtiyot koeffitsienti quyidagicha bo'ladi:

$$K = \frac{\sigma_{ch}}{[\sigma]},$$

bu yerda: σ_{ch} — chekli kuchlanish.

Bu koeffitsientning qiymati statik kuchlanishlar bo'yicha hisoblashda taxminiy qabul qilinadi. Lekin mashinalarni loyihalash davrida yuqoridagi usul bo'yicha hisoblash bilan cheklanilmaydi. Detailarning mustahkamligi yetarli bo'lishi uchun (ekspluatatsiya davrida ko'ngilsiz voqealar yuz bermasligi uchun) ular eng yuqori zo'riqish ostida ham hisoblanadi. Bunday yuqori zo'riqish traktor yoki avtomobilni o'rnidan tezda siljitganda, shig'ov harakat paytida yoki kutilmaganda qarshilik paydo bo'lganda hosil bo'lishi mumkin. Bunday maksimal zo'riqish **chekli dinamik zo'riqish** deyiladi. O'tkazilgan ilmiy tadqiqotlar chekli dinamik zo'riqish qiymati dvigatelning burovchi momenti M_{dv} yoki yurish qismining ilashishi bo'yicha momenti M_{φ} ta'siri ostida hosil bo'lgan zo'riqishdan bir necha marta katta ekanligini ko'rsatdi. Statik zo'riqishning dinamik zo'riqishdan kichikligini dinamik koeffitsient K_d ko'rsatadi:

$$K_d = \frac{M_{din}}{M_{st}},$$

Dinamik koeffitsient $K_d = 4-5$ ga teng.

Traktor yoki avtomobil biror to'siqdan oshib o'tish paytida ham dinamik zo'riqish hosil bo'ladi. Bu zo'riqishning miqdori mashina tezligi, to'siq balandligi va shakli, shinaning bikrligi va transmissiya elementlarining konstruksiyasiga bog'liq.

Eng katta dinamik zo'riqish mashinaning tezlanish bilan o'rnidan siljish paytida hosil bo'ladi. Hosil bo'layotgan inersion zo'riqish tishlashish muftasini hisoblash momentidan taxminan ikki marta katta.

Transmissiyada hosil bo'layotgan dinamik zo'riqishlar transmissiyadagi elastik biriktiruvchi elementlar qo'llash yoki gidrodinamik mufta yoxud gidrotransformatorlar ishlatish bilan kamaytiriladi. Elastik biriktiruvchi elementlar dinamik zo'riqishni 15—20 foizga kamaytirishi, gidrodinamik mufta yoki gidrotransformatorlar esa, butunlay kamaytirishi mumkin. Bu faktorlarni hisobga olgan holda, transmissiya mexanizmlariga quyidagi talablar qo'yiladi:

1. *Kam yeyilgan holda uzoq vaqt va ishonchli ishlashi.*
2. *Mexanizmlarga qarov o'tkazish va rostlashning qulayligi.*
3. *Mexanizmlarning foydali ish koeffitsienti yuqoriligi.*
4. *Mexanizmlarni boshqarishning qulayligi va boshqalar.*

Quyida transmissiya mexanizm va detallarining hisobiga mukammal to'xtalamiz.

49-§. TISHLASHISH MUFTASINING HISOBI

Traktor va avtomobillarda ishlatilayotgan tishlashish muftasiga quyidagi talablar qo'yiladi:

1. Tishlashish muftasi qo'shilgan paytda, traktor yoki avtomobilning ishlash sharoitidan qat'iy nazar, burovchi moment dvigatel validan uzatmalar qutisining birlamchi valiga to'laligicha uzatilishi zarur.

2. Tishlashish muftasini qo'shish paytida moment bir tekis ortib borishi shart.

3. Tishlashish muftasini ajratish vaqtida dvigatel vali bilan transmissiya birlamchi valining ajratish vaqti minimal bo'lishi kerak.

4. Tishlashish muftasi ajralgandan so'ng mufta va uzatmalar qutisi detallarining inersiyasi minimal qiyamatga ega bo'lishi lozim.

5. Tishlashish muftasining ishqalanuvchi qismlari kam yeyilishi va issiqlikka chidamli bo'lishi kerak.

Yuqoridagi talablar tishlashish muftasining o'lchamlari to'g'ri tanlanganda, ishqalanishga va issiqlikka chidamliligi to'g'ri hisoblaganda bajarilishi mumkin.

Tishlashish muftasining asosiy o'lchamlari. Zamonaviy traktor va avtomobillarda friksion diskli tishlashish muftalari qo'llaniladi. Tishlashish muftalari uzatayotgan burovchi momentning kattaligiga qarab bir diskli va ko'p diskli bo'lishi mumkin. Ikki diskli friksion tishlashish muftasi 58-chizmada ko'rsatilgan. Bu yerda, 1-maxovik, 2-yetaklanuvchi disk, 3-yetakchi disk, 4-qisuvchi prujinalar, 5-uzatmalar qutisining birlamchi vali.

Burovchi moment yetakchi hamda yetaklanuvchi disklarning bir-biriga ishqalanishi natijasida uzatiladi. Ishqalanish esa ikkala diskning prujina 4 yordamida bir-biriga qisilishi natijasida hosil bo'ladi. Disklar orasidagi ishqalanish kuchlarining teng ta'sir etuvchisi P_{ish} prujinalar kuchi Q_p bilan quyidagicha bog'langan:

$$M_{ish} = \mu \cdot Q_p,$$

bu yerda: μ — ishqalanish koeffitsienti.

Tishlashish muftasi uzatishi mumkin bo'lgan moment hisobiy moment deb ataladi. Bu moment ishqalanish kuchi, yetaklovchi diskning o'rtacha radiusi va disklar soniga to'g'ri proporsional bog'langan. Shunga asosan quyidagini yozish mumkin:

$$M_{his} = \mu \cdot Q_p \cdot R_{o.r} \cdot i,$$

bu yerda: i — ishqalanuvchi yuzalar jufti; $P_{o.r}$ — diskning o'rtacha radiusi, m; Q_p — prujinalar kuchi, N.

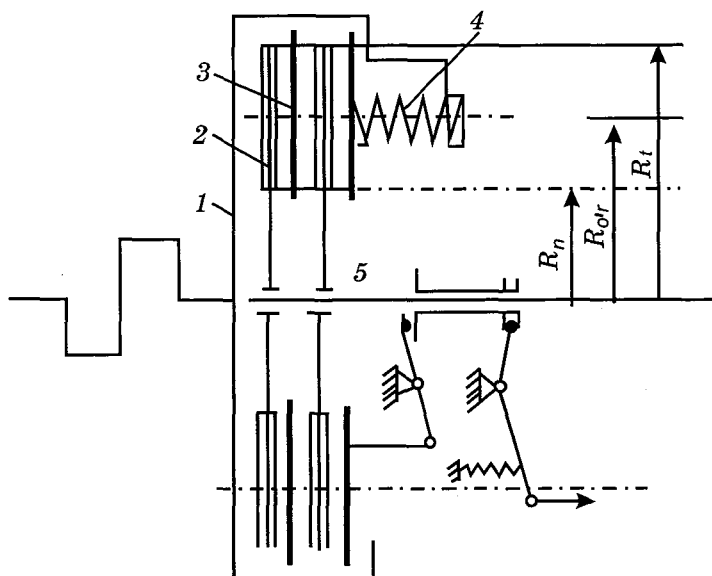
Yuqoridagi tenglamada i quyidagicha aniqlanadi:

$$I = m + n - 1,$$

bu yerda: m — yetakchi disklar soni; n — yetaklovchi disklar soni.

Hisobiy momentning dvigatel nominal momentidan bir necha marta ko'p bo'lishi maqsadga muvofiqdir. Bu hol esa traktor yoki avtomobil shig'ov bilan harakatlanayotgan vaqtda tishlashish muftasining disklarini shataksirashidan saqlaydi. Hisobiy momentning dvigatel nominal momentidan ortiqlik darajasi β tishlashish muftasining ehtiyot koeffitsienti deb ataladi.

$$\beta = \frac{M_{his}}{M_n}.$$



58-c h i z m a. Ikki diskli friksion tishlashish muftasi.

Traktorlarda bu koeffitsient $\beta=2-3$; avtomobillarda $\beta=1,7-2,5$. Yengil avtomobillarda esa, β yanada kichik bo'ladi. Bu koeffitsientni ortiqcha ko'paytirish maqsadga muvofiq emas, chunki bunda tishlashish mufta-

larining saqlash xususiyati pasayadi, β ortiqcha kamaytirilganda esa, burovchi momentni to'la uzatish kamayib, diskarning shataksirash ehtimoli yuzaga keladi. Diskning bir tomonidagi ishqalanish yuzasi F quyidagicha aniqlanadi:

$$F = 2\pi \cdot R_{o'r} \cdot b, \quad (a)$$

bu yerda: b — disklar ishqalanuvchi yuzasining kengligi, m.

O'rtacha radiusni quyidagicha aniqlash mumkin:

$$R_{o'r} = 0,5(R_i + R_t),$$

bu yerda: $b = R_t - R_i$

Tashqi radius asosan, maxovik diametriga nisbatan tanlanadi yoki quyidagi empirik formula yordamida aniqlanadi:

$$R_t = 0,5 \sqrt{\frac{M_{dv \max}}{100 \lambda_e}}, \text{ sm}$$

bu yerda: λ_e — traktorlarning ekspluatatsion yuklanish koeffitsienti.

G'ildirakli traktorlar uchun $\lambda_e = 3,2 - 3,5$; zanjirli traktorlar uchun $\lambda_e = 1,9 - 2,1$; yuqori o'tuvchan zanjirli traktorlar uchun $\lambda_e = 1,9 - 2,1$.

Ichki radius esa, tashqi radiusning 50—70% ni tashkil etadi, ya'ni: $R_i = (0,50 - 0,70) \cdot R_t$.

Agar prujinalar kuchi va hisobiy momentni tishlashish muftasining ehtiyot koeffitsienti orqali aniqlasak, ishqalanuvchi yuzalar juftining soni quyidagicha aniqlanadi:

$$i = \frac{M_{his} \cdot F}{2\mu \cdot \pi \cdot Q_p \cdot b \cdot R_{o'r}^2}.$$

Prujinalar kuchining ishqalanish yuzasiga nisbati ishqalanish yuzasiga bo'lgan solishtirma bosim q_p ni beradi:

$$q_p = \frac{Q_p}{F}. \quad (b)$$

Ishqalanish koeffitsienti μ va solishtirma bosim q_p har xil materiallar uchun keng chegarada o'zgaradi. Chunki ularning qiymatiga ishqalanish vaqtidagi diskarning tezligi, ularning harorati va yuzasining holati ta'sir qiladi. Quyidagi 3-jadvalda har xil materiallar uchun μ va q_p ning qiymatlari keltirilgan.

3-j a d v a l

Ishqalanuvchi materillar	Quruq ishqalanish	
	μ	q_p
Po'lat bilan cho'yan	0,15—0,18	2—2,5
Po'lat bilan po'lat	0,15—0,20	2—2,5
Po'lat bilan raybest	0,25—0,30	1—2,5
Cho'yan bilan raybest	0,20—0,30	—
Po'lat bilan metallokeramika	0,40—0,50	0,09—0,12
Po'lat bilan asbokauchuk	0,40—0,50	~3
Po'lat bilan plastmassa	0,30—0,40	~5

Hozirgi vaqtda metallokeramik friksion materiallar tishlashish muftalarida keng ishlatilmoqda. Uning tarkibi temir va mis kukunidan iborat bo'lib, ularga metallmas materiallar ham qo'shilgan. Bunda metallokeramik materiallarining fizik-mexanik xususiyatlari ortadi va friksion xususiyatlari yaxshilanadi.

Doim qo'shilgan tishlashish muftalarida ishqalanish kuchlari qisib turuvchi prujinalar yordamida hosil qilinadi. Bu prujinalar bevosita ishqalanuvchi yuzalar qarshisida bo'lib, diskning radiusi P_o , bo'ylab joylashtiriladi. Ularning soni ishqalanish momentining kattaligi va diskning o'lchamiga qarab 6 dan 12 gacha bo'ladi.

Prujinalar kuchi Q_p tishlashish muftasining hisobiy momenti M_{his} ishqalanuvchi yuzalar jufti i va disklar o'lchami aniqlangandan so'ng prujinaning kattaliklari topiladi. Prujina kattaliklariga quyidagilar kiradi:

1. *Prujina tolasining diametri* — d .

2. *Prujina uzunligi* — L .

3. *Prujinaning o'rtacha diametri* — D_p .

Har bir prujinaning kuchi Q_0 quyidagicha aniqlanadi:

$$Q_0 = \frac{Q_p}{z},$$

bu yerda: z — prujinalar soni.

Odatda, prujinaning o'rtacha diametri sifatida uning tolasini diametriga nisbati qabul qilinadi. Bu nisbat:

$$e = \frac{D_p}{d} = 5 - 8.$$

U holda prujina tolasining diametri quyidagicha aniqlanadi:

$$d = \sqrt[3]{\frac{Q'_0}{0,4\tau}} \cdot e,$$

bu yerda: Q'_0 — bitta prujina qisilgandagi kuch, N.

Bu kuch $Q'_0 = Q/z$; $Q' = 1,2 Q_p$

bu yerda: Q' — prujinalar qisilgandagi kuch, N.

Tishlashish muftasini ajratish paytida prujinaning f_p deformatsiyasi quyidagiga teng bo'ladi:

$$f_p = \frac{8Q'_0 \cdot D_p^3 \cdot n}{d^4 \cdot G},$$

Tishlashish muftasi qo'shilgan paytda ham prujina qisilgan holda bo'lib, uning deformatsiyasi f'_p quyidagicha aniqlanadi:

$$f_p = \frac{8Q_0 \cdot D_p^3 \cdot n}{d^4 \cdot G},$$

bu yerda: $n = \frac{D^4 \cdot G}{8kDp}$ — prujina ishchi halqalari soni; G — prujina

buralish paytidagi elastiklik moduli;

$$K = \frac{Q'_0 - Q_0}{f_p - f'_p} - \text{prujinaning bikrlilik koeffitsienti.}$$

Prujinaning umumiy uzunligi quyidagiga teng:

$$L = (n + 2)d + \delta_1(n + 1) + f,$$

bu yerda: $\delta_1 = 0,5 - 1,5$ — tishlashish muftasi ajralgan holda tolalar orasidagi oraliq.

Tishlashish muftasining o'qi buralishga hisoblanadi:

$$\tau_e = \frac{M_n \cdot \beta}{0,2 \cdot d^3}.$$

Olingan qiymat shu material uchun ruxsat berilgan qiymatga teng, ya'ni:

$$[\tau_e] = 80 - 120 \text{ MN/m}^2.$$

50-§. MUFTANING SHATAKSIRASH VAQTIDAGI ISHI

Muftaning shataksirashi vaqtida ma'lum qiymatda ish bajariladi. Agar mashina shig'ov bilan harakatlangan vaqtda uning chizmasi chizilsa (37-chizma), shataksirash vaqtida bajarilgan ishini topish mumkin. To'g'ri chiziqli harakat paytida biror Q_p kuchning ds masofada bajargan ishi (kuch yo'nalishi harakat yo'nalishi bilan mos bo'lganda) quyidagiga teng bo'ladi: $dA = Q_p \cdot ds$.

Shu qoidani aylanma harakatga tatbiq etsak,

$$ds = r \cdot d\varphi.$$

bu yerda: r — radius; $d\varphi$ — burchak, radianda.

Lekin $Q_p \cdot r = M$. Demak, burchakning $d\varphi$ ga o'zgarish paytida moment M ning bajargan ishi $dA_{sh} = M_m \cdot d\varphi$ bo'ladi. Bu formuladan tishlashish muftasining shataksirash vaqtda bajargan ishi uchun foydalansak:

$$dA_{sh} = M_m \cdot d\varphi,$$

bu yerda: M_m — disklar orasidagi ishqalanish momenti.

Bu momentning o'zgarishi 37-chizmada ko'rsatilgan. $d\varphi$ — bir yetakchi diskning ikkinchi (yetaklanuvchi) diskka nisbatan shataksirashidagi elementar burchak.

Shataksirash vaqtida yetakchi disk yetaklanuvchi diskka nisbatan ilgarilab ketadi, ya'ni elementar vaqt dt ichida yetakchi disk $\omega \cdot dt$ burchakka, yetaklanuvchi disk esa, $\omega_k dt$ burchakka og'adi. Demak, dt vaqt ichida $dA_{sh} = M_m (\omega - \omega_k) dt$ ish bajariladi. Shataksirash vaqti t_{shat} bo'lsa, to'la bajarilgan ish quyidagicha aniqlanadi:

$$A_{sh} = \int_0^{t_{shat}} M_m \cdot (\omega - \omega_k) dt.$$

Lekin $M_m(\omega - \omega_k)$ ko'paytma quvvatni beradi. Demak, shataksirash qanchalik uzoq davom etsa, shunchalik ko'p quvvat bekorga sarf bo'ladi. Shig'ov bilan harakatlanish paytida shig'ovning birinchi davrini qisqartirish katta ahamiyatga ega ekanligi ham shundadir. Agar traktor pritsep bilan ishlayotgan bo'lsa, uning o'rnidan siljish paytida tishlashish muftasidagi shataksirash ishi quyidagiga teng bo'ladi:

$$A_{sh} = \frac{0,55\omega_{dv}^2}{\frac{1}{I_k}(1 - \frac{\kappa}{\beta}) + \frac{1}{I_{dv}}(1 - \frac{k}{\beta})},$$

bu yerda: L_k — dvigatel tirsakli valiga keltirilgan traktor agregatining inersion momenti; L_{dv} — dvigatelning aylanuvchi massalari-ning inersion momenti; κ — dvigatel yuklanish koeffitsienti; ω_{dv} — dvigatel valining burchak tezligi.

$$\text{Bundan: } I_k = 7,08 \frac{[(1 + \delta_{ayl}) \cdot Q + Q_{pr}] \delta^2}{g \cdot n_{dv}^2}, N \cdot m \cdot s^2,$$

bu yerda: Q , Q_{pr} — traktor va pritsepning og'irligi, N; δ_{ayl} — aylanayotgan massalarni hisobga oluvchi koeffitsient; v — shig'ov bilan harakatlanish oxiridagi tezlik, m/s; g — erkin tushish tezlanishi, m/s²; n_{dv} — dvigatel valining aylanishlar chastatasi, s⁻¹.

51-§. TISHLASHISH MUFTASINI QIZISH VA YEYILISHGA HISOBLASH

Tishlashish muftasi ishlagan vaqtda u ishqalanishdan qiziydi. Qizishning qiymati va uni nimalarga bog'liq holda ortishini bilish katta ahamiyatga ega. Haroratning ortishini bilish uchun quyidagicha mulohaza yuritamiz:

1. *Tishlashish muftasini qo'shish va ajratish juda qisqa vaqt ichida bajarilgani uchun ajralib chiqayotgan issiqlik atrof-muhitga tarqalib ulgurmaydi.*

2. *Qistirma materialining issiqlik o'tkazuvchanligi kichik bo'lmagani uchun ajralib chiqayotgan issiqlik faqat metall qismlariga beriladi.*

Shataksirashdagi bajarilgan ish issiqlik energiyasiga aylanadi. Bu issiqlikning bir qismi tishlashish muftasining detallariga beriladi. Issiqlik qabul qiluvchi detallar qatoriga maxovik va qisuvchi disk kiradi. Agar tishlashish muftasi bir diskli bo'lib, qisuvchi disk yetaklanuvchi diskka mahkamlanmagan bo'lsa, ajralib chiqayotgan issiqlik maxovik bilan qisuvchi diskka teng bo'linadi. Agar qisuvchi disk yetaklanuvchi diskka mahkamlangan bo'lsa, ajralayotgan issiqlik to'liq maxovikka uzatiladi.

Tishlashish muftasi ikki diskli bo'lsa, issiqlikning taxminan yarmini o'rtadagi qisuvchi disk qabul qiladi.

Detallarning haroratini aniqlashda issiqlik balansi tenglamasidan foydalaniladi. Bu tenglama quyidagi ko'rinishga ega:

$$a \cdot A_{sh} = c \cdot Q_d \cdot \Delta t,$$

bu yerda: a — qiziyotgan detalga berilayotgan issiqlikning bir qismi. Bir va ikki diskli tishlashish muftasi uchun $a=0,5$; C — detal materialining solishtirma issiqlik sig'imi; Q_d — detalning og'irligi; Δt — haroratning ortishi.

Bu yerda, Δt ni topamiz:

$$\Delta t = \frac{a \cdot A_{sh}}{c \cdot Q_d},$$

Tishlashish muftasi yeyilishga hisoblanganda faqat qistirmalar qalinligining kamayishi Δt e'tiborga olinadi. Bu parametrning kattaligi ishqalanish yuzasiga bo'lgan

solishtirma bosimga va ishqalanish masofasiga to'g'ri proporsional. Ishqalanish paytida solishtirma bosim q bo'lib, ishqalanish elementar ds masofada ro'y bersa, qistirmalar $d(\Delta h)$ qiymatga yeyiladi, ya'ni:

$$d(\Delta h) = k \frac{Q}{F} ds.$$

bu yerda: K – proporsionallik koeffitsienti.

Agar $ds = R_{o'r} \cdot d\varphi$ va $M_{xis} = \mu \cdot QR_{o'r} \cdot i$ ekanligini hisobga olsak, quyidagiga ega bo'lamiz:

$$d(\Delta h) = k \frac{Q}{F} R_{o'r} \cdot d\varphi = \frac{k}{\mu} \frac{M_{his} \cdot d\varphi}{i \cdot F}.$$

To'la shataksirash davrida yeyilishning qiymati:

$$\Delta h = \int_0^{t_{shat}} d(\Delta h) = \frac{k}{\mu} \frac{1}{i \cdot F} \int_0^{t_{shat}} M_{his} \cdot d\varphi.$$

Tenglik (226) ga asosan integral ostidagi kattalik shataksirash davridagi bajarilgan ish A_{sh} ga teng. U vaqtda:

$$\Delta h = \frac{k}{\mu} \cdot \frac{A_{sh}}{i \cdot F}.$$

Demak, shataksirash davrida ish qancha ko'p bajarilsa, yeyilish ham shuncha ko'p bo'ladi, chunki qolgan parametrlar o'zgarmasdir.

Shuni aytib o'tish kerakki, tishlashish muftasining xizmat muddatiga uni ajratib qo'shishning tez-tez takrorlanishi ham ta'sir qiladi. Chunki avtomobillarni shahar sharoitida ekspluatatsiya qilish, traktorlarning esa, uzatmalari ko'payib, manyovrchanlik imkoniyatlari kengayishi bilan tishlashish muftasini ajratib qo'shish chas-totasi ortib bormoqda. Bu esa, ularni qizish va yeyilishdan saqlovchi tadbirlarni ishlab chiqishni taqozo etadi.

Misol. SMD-14 dvigateli tishlashish muftasining hisobi (bu misol V.Y.Anilovich va Y.T.Vodolajchenkolarining «Справочные материалы» kitobidan olindi).

Berilgan. Dvigatelning quvvati $N_e=55,14$ kW (75 o.k.); $n=1700$ ayl/min; $M_{dv}=317$ N·m (31,7 kGm); $M_{dv\ max}=364$ N·m (36,4 kGm).

Tishlashish muftasi doim qo'shilgan. Disklar soni ikkita. Issiqlikning taqsimlanishi $a=0,5$.

Yechish. 1. Ishqalanish yuzasining o'lchamlarini aniqlaymiz:

$$\text{Tashqi radius } R_t = 0,5 \sqrt{\frac{M_{dv \max}}{100 \lambda_e}} = 18,4 \text{ sm.}$$

Tashqi radius standart radiusga yaqin bo'lgani uchun $R_t = 176 \text{ mm}$ deb qabul qilinadi. Ichki radius bu vaqtda quyidagiga teng bo'ladi: $R_i = 0,6 \cdot 176 = 105 \text{ mm}$.

$$\text{O'rtacha radius } R_{o,r} = \frac{176+105}{2} = 141 \text{ mm.}$$

Ishqalanuvchi yuzalar soni $i=4$.

2. Prujinaning kuchi quyidagicha topiladi. Buning uchun $\mu = 0,3$ va $\beta = 3$ deb qabul qilamiz. U holda:

$$Q = \frac{\beta \cdot M_n}{\mu \cdot R_{o,r} \cdot i} = \frac{0,3 \cdot 317}{0,3 \cdot 0,141} = 7400 \text{ N.}$$

Solishtirma bosim:

$$q_p = \frac{Q_p}{\pi(R_t^2 - R_i^2)} = 118 \text{ N/m}^2,$$

3. Traktorni plug bilan o'rnidan siljish vaqtidagi mufta shataksirashining ishini aniqlaymiz. Tezlik 8 km/soat , inersion moment $I_{dv} = 3,5 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2$ deb qabul qilamiz.

U vaqtda:

$$I_k = 7,08 \frac{1,1 \cdot 60000 + 6000}{9,81} \cdot \frac{(8)^2}{(1700)^2} = 1,15 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2.$$

Dvigatelning yuklanish koeffitsientini $\kappa = 0,85$ deb, shataksirash ishini aniqlaymiz:

$$A_{sh} = \frac{0,55 \cdot (178)^2}{\frac{1}{1,15} \cdot \left(1 - \frac{0,85}{4}\right) + \frac{1}{3,5} \cdot \left(1 - \frac{1,15}{4}\right)} = 20,6 \text{ kH} \cdot \text{m.}$$

Solishtirma shataksirash ishi:

$$a_{sh} = \frac{20,6}{630} = 33 \text{ N} \cdot \text{m/sm}^2.$$

4. Oraliq diskni qizishga hisoblaymiz. Oraliq disk og'irligini $Q_d = 9,5$ N, qisuvchi disk og'irligini esa $Q_g = 85$ N deb qabul qilamiz, detal materialining issiqlik sig'imi $s = 0,115$ kkal/(kg·grad):

$$\Delta t = \frac{0.5 \cdot 20600}{427 \cdot 0,115 \cdot 95} = 2,2^\circ \text{C}$$

Bir soat mobaynida tishlashish muftasini qo'shish soni $z_1 = 50$ ta, yetaklanuvchi diskning issiqlik berish ko'effitsienti $\alpha = 20$ kkal/(m²·grad) bo'lsa, ortiqcha harorat quyidagicha aniqlanadi:

$$t_{ort} = \frac{\Delta t \cdot z_1 \cdot c \cdot Q_d}{\delta_{ayl} \cdot F_\alpha} = \frac{2,2 \cdot 50 \cdot 0,115 \cdot 95}{0,5 \cdot 0,028} = 215^\circ \text{C}$$

bu yerda

$$F_\alpha = 2\pi b(R_t + R_i) \cdot 1,1 = 0,028 \text{ m}^2$$

52-§. UZATMALAR QUTISINING HISOBI

Uzatmalar qutisi uzatmalar sonini o'zgartirish asosida dvigateldan yurish qismlarga o'tayotgan aylanishlar chastotasini o'zgartiradi. Natijada mashinaning tezligi, yurish qismidagi burovchi momenti va tortish kuchi o'zgaradi. Uzatmalar qutisi yordamida traktor va avtomobillarning yo'nalishini ham o'zgartirish mumkin. Uzatmalar qutisi traktor yoki avtomobillarning ish sharoitiga mos ravishda uzatishlar soniga ega bo'lishi va shu bilan birga gabarit o'lchamlari kichik, og'irligi imkoniyat boricha kichik bo'lishi kerak.

Uzatmalar qutisi asosan, o'qlar, shesternyalar va podshipniklardan iborat. Ularni tanlash, mustahkamlikka hisoblash uslubi «Mashina detallari» kursida bayon qilingan. Lekin uzatmalar qutisining konstruksiyasi, ishlash sharoiti va uning ba'zi texnologik jarayonlari ushbu kursda hisoblanadi. Shularni e'tiborga olgan holda uzatmalar qutisi quyidagi ketma-ketlikda hisoblanadi:

1. *Uzatishlar soni berilgan holda uzatmalar qutisining kinematik shakli tanlanadi.*

2. *Traktor yoki avtomobilni uning tortish kuchi bo'yicha hisoblanganda transmissiyaning uzatishlar soni aniqlanadi.*

3. *Transmissiya umumiy uzatishlar sonining transmissiya asosiy mexanizmlari orasida taqsimlanishi topiladi.*
4. *Uzatmalar qutisining uzatishlar soni aniqlanadi.*
5. *Shesternyalarning parametrlari aniqlanadi.*
6. *Uzatmalar qutisining kompanovka shakli chiziladi.*
7. *Vallar bikrikka hisoblanadi.*
8. *Dumalash podshipniklari tanlanadi.*

Birinchi to'rtta punkt traktor va avtomobilni uning tortish kuchi bo'yicha hisoblashda (5- va 6-boblar) bajariladi. Shuni eslatib o'tish kerakki, traktorni tortish kuchi bo'yicha hisoblashda har bir uzatmadagi uzatishlar soni transmissiya uchun umumiy holda aniqlangan. Umumiy uzatishlar soni mexanizmlar o'rtasida taqsimlangan. Ma'lumki, oraliq uzatmaning uzatishlar soni hisoblash vaqtida 1 ga teng deb olinadi. U holda:

$$i_{tr} = i_{o'q} \cdot i_{au} \cdot i_{ou}$$

Transmissiyaning uzatishlar soni i_{tr} ni mexanizmlar o'rtasida taqsimlashdan avval, asosiy i_{au} va oxirgi i_{ou} uzatmalarning uzatishlar soni belgilab olinadi. Bu uzatishlar soni boshqa uzatmalarda bir xil bo'lib qoladi. Agar uzatmalar qutisi to'g'ri uzatmaga ega bo'lsa, oxirgi va asosiy uzatmalarning uzatishlar soni transmissiyaning uzatishlar soniga teng bo'lib qoladi, ya'ni:

$$i_{au} \cdot i_{ou} = i_o = i_{tr}$$

Uzatishlar soni i_o ning asosiy va oxirgi uzatmalar o'rtasida to'g'ri taqsimlanishi katta ahamiyatga ega. Ko'pincha i_o ning ko'proq qismi oxirgi i_{ou} uzatmaga taqsimlanadi. Bu vaqtda asosiy uzatmadan o'tayotgan momentning miqdori kam bo'ladi. Natijada asosiy uzatma va burish muftasi kamroq yuklanadi hamda uning o'lchamlari kichik bo'ladi. Zamonaviy traktorlarda $i_{au} = 2-6$; $i_{ou} = 4-7$ atrofida bo'ladi.

Hisoblanayotgan traktor uchun i_{au} va i_{ou} tanlangandan so'ng uzatmalar qutisining uzatishlar soni aniqlanadi:

$$i_{o'q}^I = \frac{i_I}{i_{au} \cdot i_{ou}} - \text{birinchi uzatma uchun;}$$

$$i_{o'q}^{II} = \frac{i_{II}}{i_{au} \cdot i_{ou}} - \text{ikkinchi uzatma uchun,}$$

bu yerda: i_I , i_{II} — transmissiyaning birinchi va ikkinchi uzatmasidagi uzatishlar soni.

Avtomobililar uchun i_o va i_{uq} lar VI bobda aniqlangan.

Shesternya tishlar sonini tanlashda uzatmalar qutisi-ning uzatishlar soni va tanlangan shaklidan foydalaniladi. Avval, har bir shesternya uchun tishlar moduli va markazlar orasidagi masofalar teng bo'lishi kerak. Lekin tishlar sonini haddan ziyod kamaytirilib yuborilsa, tishlashishda bo'lgan tishga kuchlanish ko'p tushadi va bu tish sinishi mumkin. Odatda, traktorlar uchun yetakchi shesternyaning tishlar soni $z_1=12-20$ atrofida bo'ladi.

Ikkilamchi o'qdagi I uzatma yetaklanuvchi shesternyaning tishlar soni $z'_1 = i_{uq}^I \cdot z_1$. Ikki o'qli uzatmalar qutisidagi o'qlar markazlari orasidagi masofa A quyidagicha aniqlanadi:

$$A = \frac{m}{2}(z_1 + z'_2) = 0,5m \cdot z_1(1 + i_{o'q}^I),$$

bu yerda: m — tishlar moduli.

Barcha vallar uchun A bir xil bo'lishi uchun $z_1 + z'_1 = z_{II} + z'_{II} = z_p + z'_p$ shart bajarilishi kerak. Istalgan yetaklanuvchi va yetakchi shesternyalar uchun:

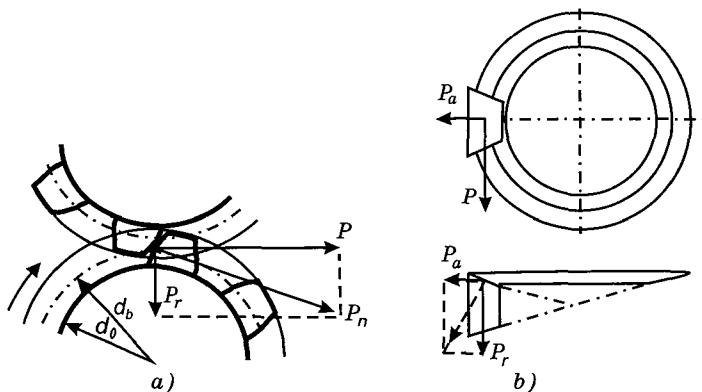
$$z_p = \frac{Z' \cdot n}{i_{o'q}^n}; \quad z'_p = \frac{i_{o'q}^n}{i_{o'q}^n + 1}(z_1 + z'_1).$$

Shesternyalarni hisoblash uchun tishlashish vaqtida hosil bo'ladigan, tishlarga ta'sir etuvchi kuchlarni o'rganamiz. Ta'sir etuvchi kuchlar 59-chizmada ko'rsatilgan. Bu yerda P — aylana bo'ylab ta'sir etuvchi kuch, N; P_r — radial kuch, N; D_b — normal kuch, N; P_a — o'q bo'ylab ta'sir etuvchi kuch, N; — boshlang'ich aylana diametri, m; α — tishlashish burchagi.

To'g'ri tishli silindrsimon shesternyalarda bu kuchlar quyidagicha aniqlanadi:

$$P = \frac{2M}{d}; \quad P_r = P \cdot \operatorname{tg} \alpha; \quad P_n = \frac{2M}{d \cdot \cos \alpha},$$

bu yerda: M — shesternya uzatayotgan moment, N·m.



59-*chizma*. Shesternya tishlariga ta'sir etuvchi kuchlar.

Og'ma tishli silindrsimon shesternyalar uchun quyidagi tengliklar o'rinli:

$$P = \frac{2M}{d}; \quad P_r = P \cdot \operatorname{tg} \alpha; \quad P_a = P \cdot \operatorname{tg} \beta; \quad P_n = \frac{2M}{d \cdot \cos \alpha \cdot \cos \beta}$$

bu yerda: β — tishning shesternya o'qiga nisbatan og'ish burchagi.

Konussimon shesternyalarda kuchlar quyidagicha aniqlanadi:

$$P = \frac{2M}{d_{o'r}}; \quad P_r = P \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} \cdot \cos \varphi + P \operatorname{tg} \beta \cdot \sin \varphi;$$

$$P_a = P \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} \cdot \sin \varphi - P \operatorname{tg} \beta \cdot \cos \varphi,$$

bu yerda: φ — tashqi konus burchagi.

To'g'ri tishli konussimon shesternyalar uchun $\cos \beta = 1$, $\operatorname{tg} \beta = 0$. Yuqorida ko'rsatilgan kuchlar ta'sirida shesternyalar sinishi, yeyilishi va ishqalanuvchi yuzalarning uvalanishi ro'y beradi. Shuning uchun shesternyalarni ko'rsatilgan parametrlar bo'yicha hisoblash zarur. Tishlarga tushayotgan kuchlanish ta'sirida shesternya tishining asosi egilishga hisoblanadi. Hisoblash formulasi quyidagicha:

$$\sigma_e = \frac{P}{b \cdot t_n \cdot y}; \text{ bunda, } t_n = \pi \cdot m,$$

bu yerda: b va t_n – tish uzunligi va tishlar qadami; y – tish shakli koeffitsienti. Chegaraviy kuchlanish $[\sigma_e]=25 \text{ MN/m}^2$.

Shesternya moduli quyidagicha aniqlanadi:

$$m = \sqrt[3]{\frac{0,64 \cdot M}{y \cdot \psi \cdot z [\sigma_e]}}$$

bu yerda: $\psi=5-6$ – tish uzunligi koeffitsienti.

Shesternya tishlari yaxshi moylansa va tishlarga tushuvchi chiziqli solishtirma bosim $R_{sb}=750 \text{ kN/m}$ dan ortib ketmasa, ularning yeyilishi ko'p bo'lmaydi. Kontakt yuzalarda «charchashlik» alomatlari paydo bo'lsa, shu yuzalar uvalanishi mumkin. Kontakt yuzadagi kuchlanish quyidagi formuladan aniqlanadi:

$$\tau_k = 0,418 \sqrt{\frac{P \cdot E}{b \cdot \cos \alpha} \cdot \frac{\rho_1 + \rho_2}{\rho_1 \cdot \rho_2}},$$

bu yerda: $E=(2-2,2) \cdot 10^5 \text{ MN/m}^2$ – po'latning birinchi turkum elastiklik moduli; $\rho_1=0,5 d_1 \sin \alpha$; $\rho_2=0,5 d_2 \sin \alpha$ – yetakchi va yetaklanuvchi shesternyalarning egrilik radiuslari; d_1 va d_2 – shesternyalarning boshlang'ich aylanalari diametri.

Konussimon shesternyalarning tishi egilishga quyidagi formuladan hisoblanadi:

$$\sigma_e = \frac{P}{y \cdot b \cdot t_{o'r}},$$

bu yerda: $t_{o'r} = m_{o'r} \cdot \pi$ – tishlarning o'rtacha qadami.

O'rtacha modul

$$m_{o'r} = \frac{2r_{o'r}}{z},$$

bu yerda: $r_{o'r}$ – o'rtacha radius.

NATI ma'lumotiga ko'ra, $[\sigma_e]=400...500 \text{ MN/m}^2$

Kontakt yuzadagi kuchlanish quyidagicha aniqlanadi:

$$\tau_k = 0,418 \sqrt{\frac{PE}{b' \cdot \cos \alpha_1} \cdot \sin \alpha \cdot \left(\frac{1}{r_{1ekv}} - \frac{1}{r_{2ekv}} \right)},$$

bu yerda: α_1 — tish yasovchi keskichning profil burchagi; r_{1ekv} va r_{2ekv} — yetakchi va yetaklanuvchi shesternyalarning ekvivalent radiuslari.

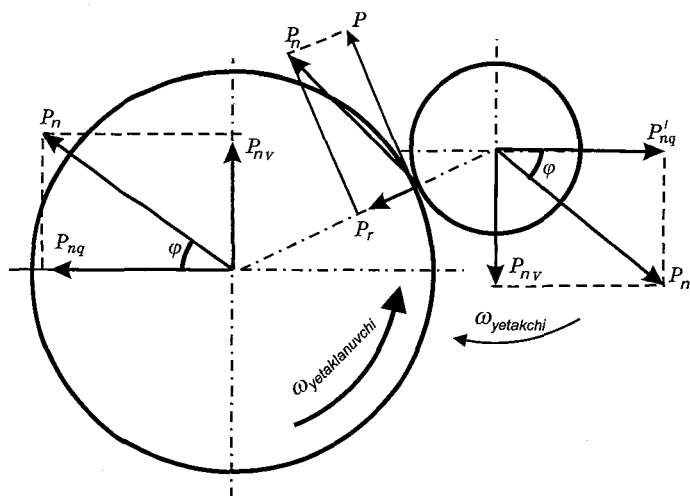
Ekvivalent radius quyidagiga teng:

$$r_{ekv} = \frac{r_{o'r}}{\cos^2 \beta \cdot \cos \alpha}.$$

Uzatmalar qutisi o'qlarini hisoblashda ularning burilishi va egilishi e'tiborga olinadi. Buning uchun uzatmalar qutisining kompanovka shakli chiziladi va o'qlarning o'lchamlari belgilanadi. O'lchamlari belgilangan o'qlarga ta'sir etuvchi kuchlar qo'yiladi. O'q asosan, yuqorida aniqlangan P_n kuch ta'sirida bo'ladi. Bu kuchning qo'yilish joyi har bir shesternya o'miga to'g'ri keladi. Hisob vaqtida shu kuchning ta'sir etuvchilari va o'qning tayanchlaridagi reaksiya kuchlari aniqlanadi. Gorizontalk tekislikdagi ta'sir etuvchi kuch $P_{ng} = P_n \cdot \cos \varphi$ vertikal tekislikdagi kuch esa $P_{ng} = P_n \cdot \sin \varphi$. Bu kuchlar yetakchi va yetaklanuvchi o'qlarda bo'lib, uning yo'nalishi 60-chizmada ko'rsatilgan. Shu kuchlar ta'sirida o'qning tayanchlari A va B dagi reaksiyalar aniqlanadi. Bundan tashqari, o'qning ingichka yeridagi kesimida kuchlar ta'sirida hosil bo'layotgan egilish momenti M_e aniqlanadi. Shu ish barcha uzatmalarda bajariladi. Natijada A tayanchdagi reaksiya R_a , B tayanchdagi reaksiya R_b va egilish momenti $M_{e \max}$ ning maksimal qiymatlari aniqlanadi. Aniqlash uslubi «Mashina detallari» kursida mukammal o'rganiladi. Biz esa, o'qni hisoblashda yuqoridagi reaksiya va momentlar aniqlangan deb hisoblaymiz.

Uzatmalar qutisining o'qlari asosan, egilishga va buralishga, ishlaydi. Egilish momenti qiymatini ma'lum deb, buralish momentini $M = M_{dv} \cdot i \cdot \beta$ yordamida, umumiy momentni esa $M_{um} = \sqrt{M_e^2 + M^2}$ ifodadan aniqlash mumkin. Bu yerda, i — uzatmalar qutisining hisoblanayotgan valigacha bo'lgan uzatishlar soni. Agar

M_{um} ni topishda M_e va M ning maksimal qiymatlari o'qqa qo'yilsa, u vaqtda umumiy momentning ham $M_{um\ max}$ qiymatini topamiz. O'qdagi umumiy maksimal kuchlanish quyidagicha:



60-chizma. Uzatmalar qutisi o'qlariga ta'sir etuvchi kuchlar.

$$\sigma_{um} = \frac{M_{um\ max}}{0,1 \cdot d^3}$$

bu yerda: d — o'qning ingichka yeridagi diametri. O'q shlitsali bo'lsa, $d = 0,5(d_i + d_n)$,

Bu yerda yo'l qo'yilgan kuchlanishning miqdorini ($[\sigma_{um}] = 60-70 \text{ MN/m}^2$) bo'lgan holda, uzatmalar qutisi istalgan o'qning diametrini topish mumkin.

Uzatmalar qutisining o'ziga xos xususiyati o'qlarning egilishidir. Chunki o'qlar egilganda shesternya tishlarining bir-biriga mos kelishi buzilib, ularni yeyilishi ortadi va o'q sinishi mumkin. Bundan tashqari, tayanchlardagi podshipniklarning ham normal ishlashi buziladi. O'qning egilishi uning bikrligiga bog'liq. Bikrlik esa, o'qning egilishi f va egilish burchagi γ bilan belgilanadi. Egilish f va egilish burchagi γ ham gorizonta (f_g, γ_g), ham vertikal (f_v, γ_v) tekislikda ro'y berishi mumkin. Umumiy egilish va egilish burchagi quyidagicha aniqlanadi:

$$f = \sqrt{f_g^2 + f_v^2}, \quad \gamma = \sqrt{\gamma_g^2 + \gamma_v^2}.$$

Shesternya va podshipniklar normal ishlashi uchun egilish va egilish burchagi ma'lum qiymatlardan ortib ketmasligi kerak, ya'ni $f \leq 0,2$ mm; $\gamma = 0,01$ rad; ikki o'qning bir-biriga og'maligi esa $\gamma \leq 0,001$ rad. Vallarning buralish burchagi:

$$\theta = M \cdot l / G \cdot I_p,$$

bu yerda: l – buralayotgan valning uzunligi, m ; G – elastiklik moduli, N/m^2 ; I_p – qutbga nisbatan inersion moment, m^4 .

Agar 1 m o'qning uzunligida buralish 15' bo'lsa, bu o'q normal ishlashi mumkin. O'q shlitsali bo'lsa, u ezi-lishga

$$\sigma_{ez} = \frac{P}{0,8 \cdot h \cdot z \cdot l}$$

formula orqali hisoblanadi. Bu yerda, h va z – shlitsa-ning balandligi va soni, l – gupchak uzunligi.

Qo'zg'almas shlitsali birikma uchun ruxsat etilgan kuchlanish

$$[\sigma_{ez}] = 30 \dots 100 MN/m^2.$$

Podshipniklarni tanlashda uzatmalar qutisining konstruksiyasi, o'qlarning ishlash sharoiti va tushayotgan zo'riqishlarning qiymati hamda yo'nalishi, ishlash mud-dati va aylanishlar chastotasi hisobga olinadi. Traktor va avtomobillarda asosan sharikli va rolikli podshipniklar ishlatiladi. Podshipniklar tanlangandan so'ng ularning hisobiy ishlash muddati t_p aniqlanadi. Shu muddat ichi-da bir xil sharoitda ishlayotgan podshipniklarning kami-da 90 foiz kamchiliksiz ishlashi kerak. Hisobiy ishlash muddati quyidagicha aniqlanadi:

$$t_p = \frac{C^{3,33}}{n \cdot R_{sh}^{3,33}}$$

bu yerda: R_{sh} – shartli radial zo'riqish; n – podshipniklarning aylanishlar chastotasi; C – podshipniklarning ishlash qobi-liyati.

Sharikli va rolikli podshipniklarga tushayotgan shartli radial zo'riqish quyidagicha aniqlanadi:

$$R_{sh} = (R \cdot K_k + mR_0) \cdot K_\sigma;$$

bu yerda: R – radial zo'riqish, N; R_0 – o'q bo'ylab ta'sir etayotgan kuch, N; K_k – podshipnikning ishlash muddatini hisobga oluvchi koeffitsient; K_σ – zo'riqish holatining ish muddatiga ta'sirini hisobga oluvchi koeffitsient.

Koeffitsient K_k har xil podshipniklar uchun $K_k=1-1,4$; uzatmalar qutisi uchun $K_\sigma=1,4$, – o'q bo'ylab yo'nalgan va radial zo'riqishlarning har xilligini podshipnik ish muddatiga ta'sirini hisobga oluvchi koeffitsient. Sharikli podshipniklar uchun $m=1,5-5$; rolikli podshipniklar uchun $m=3,5-4,5$.

53-§. YETAKCHI KO'PRIKNING HISOBI

Yetakchi ko'prik traktorlar va avtomobillarda quyidagi mexanizmlardan iborat bo'lishi mumkin:

Zanjirli traktorlarda: markaziy uzatma, planetar mexanizm yoki burish muftasi; yarim o'qlar va oxirgi uzatma.

G'ildirakli traktorlar va avtomobillarda: asosiy uzatma, differensial, yarim o'qlar, oxirgi uzatma (avtomobilda oxirgi uzatma yo'q).

Yetakchi ko'prikdagi asosiy yoki markaziy uzatmalar ikkita konussimon shesternyalardan iborat. Oxirgi uzatma esa, ikkita silindrik shesternyalardan iborat. Ikkala mexanizm uchun uzatishlar soni i_{au} va i_{ou} ni belgilash yuqorida ko'rib o'tildi. Shesternyalarni bikrikka hisoblash esa, uzatmalar qutisi shesternyalarini hisoblashga o'xshash. Shuning uchun bu paragrafda ikkala mexanizmnining hisobiga to'xtalmay faqat planetar, differensial mexanizmlari va yarim o'qlar hisobini ko'ramiz.

Planetar mexanizmnining xususiyatli tomoni uning yeyilishiga chidamliligi, o'rtacha 5000–6000 soat ishlashi, to'g'ri chiziqli harakatda qo'shimcha uzatishlar soniga ega bo'lishi, boshqarishning osonligi, rostlash-

ning kamligi va kichik gabarit o'lchamlarga ega bo'lishdir. Planetar uzatmalar yordamida hosil qilinuvchi planetar qatorlari ikki yo'l bilan amalga oshiriladi:

1. *Shesternya tishlari tashqi tishlashgan planetar qator.*

2. *Shesternya tishlari ichki hamda tashqi tishlashgan planetar qator.*

Agar tishlashish qutblari satellit o'qining bir tomonida joylashgan bo'lsa, u bir tomonlama tishlashgan **planetar qator** deyiladi (61-chizma, a).

Agar tishlashish qutblari satellit o'qining ikki tomonida joylashgan bo'lsa, u ikki tomonlama tishlashgan planetar qator deyiladi (61-chizma, b). Odatda, bunday uzatma **epitsikllar** deyiladi.

Planetar uzatmaning uzatishlar soni shesternya tishlari soniga va qaysi elementning yetakchi, yetaklanuvchi hamda tormozlanishiga bog'liq. Shu elementlarning o'lchamlarini belgilash maqsadida har bir uzatmaning tezliklar plani quriladi. Buning uchun chizmadagi har bir yetakchi va yetaklanuvchi o'qlarni davom ettiramiz (misolda shtrix punktir chiziq bilan ko'rsatilgan). Uning istalgan yeridan perpendikular chiziq o'tkazib, o'qlar chizig'i bilan kesishgan nuqtalarda R_1 , R_2 , R_3 qutblarni belgilaymiz. Bizning misolda R_1 yetakchi qutbdir. Demak, bu qutbning tezligi v_1 oldindan aniq bo'ladi. Shu tezlikni R_2 qutb bo'ylab o'ng tomonga qo'yamiz. Boshqa qutbdagi tezlikni topish uchun doim yetakchi qutbni tezlikning oxiri bilan tormozlangan qutb bilan tutashtiramiz. Bu misolda tormozlangan qutb R_3 dir, chunki aynan shu shesternyaga tormoz o'rnatilgan. O'rtadagi R_2 qutbdan $v_2 R_3$ kesma bilan tutashguncha to'g'ri chiziq o'tkazamiz. Bu v_2 tezlikni beradi. Koordinatalar boshi O va tezliklar uchini birlashtiruvchi nurlar 1 va 2 ni o'tkazamiz. Qutblar belgilangan perpendikularning istalgan nuqtasidan (bizning misolda m nuqtadan) gorizontaal chiziq o'tkazamiz. Bu gorizontaal $O1$ va $O2$ nurlar bilan kesishadi. Vertikal chiziqdan nurgacha bo'lgan masofa shu o'qlarning aylanishlar chastotasini beradi. Yetakchi o'qning aylanishlar chastotasini

n_1 , yetaklanuvchi o'qning aylanishlar chastotasini esa, n_2 bilan belgilaymiz va ular quyidagicha topiladi:

$$n_2 = n_1 \frac{n_2}{n_1} = n_1 \frac{\operatorname{tg} \alpha_2}{\operatorname{tg} \alpha_1} = n_1 \frac{v_a \cdot r_v}{A_a \cdot v_v},$$

bu yerda: n_1 — yetakchi o'qning aylanishlar chastotasi, uning qiymati oldindan aniq bo'ladi; n_1 va n_2 — perpendikulardan α_1 va α_2 nurlargacha bo'lgan masofa; α_1 va α_2 — perpendikular bilan nurlar orasidagi burchaklar.

Planetar qatorning uzatishlar soni:

$$i = \frac{n_1}{n_2}$$

Planetar qatorning uzatishlar soni Villis usuli bo'yicha analitik usulda quyidagicha aniqlanadi (tashqi tishlashgan planetar qator uchun):

$$i_n = \frac{B_a \cdot A_s}{A_a \cdot B_s}.$$

Epitsikllar uchun,

$$i_n = \frac{C}{A},$$

bu yerda: A — quyoshsimon shesternya; B — vodilo; C — tojsimon shesternya. Agar ularning indeksida raqamlar bo'lsa. 1 — yetakchi; 2 — yetaklanuvchi; 3 — tormozlangan deb tushuniladi. B_a — vodilo radiusi; A_s , A_a — quyoshsimon shesternya radiusi; B_s — satelлит radiusi.

Planetar mexanizmi shesternyalarining tishlari sonini belgilashda uchta holga ahamiyat beriladi.

1. Planetar mexanizmini yig'ish sharti:

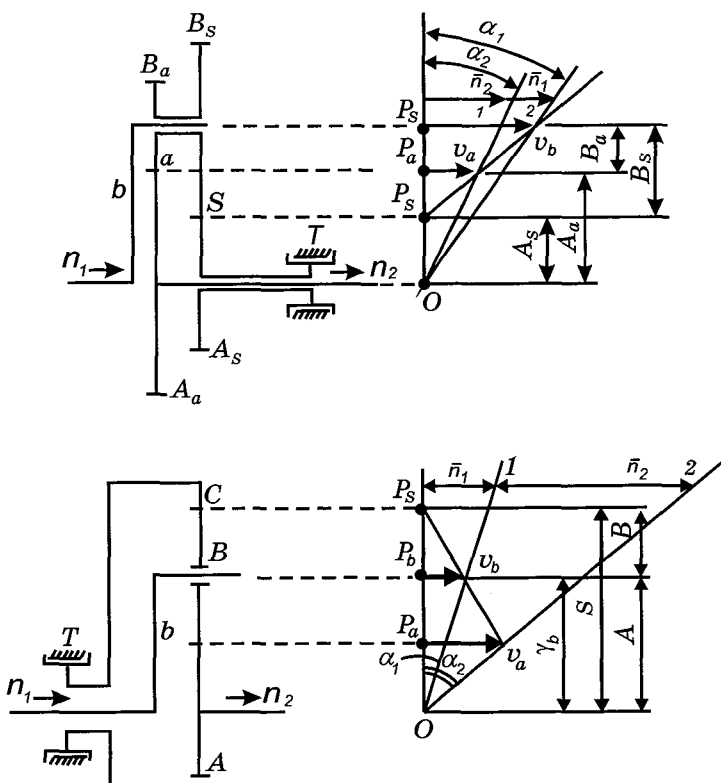
$$A_s \cdot B_a - A_a \cdot B_s = v \cdot K \cdot B_a.$$

Epitsikl uchun,

$$A + C = v \cdot k,$$

bu yerda: V — takrorlanish koeffitsienti (istalgan butun son); k — satelлитlar soni.

Shu shartlar bajarilmasa, shesternyalar bir-biri bilan tishlashmaydi.



61-с и з м а. Планетар механизм.

2. O'qlarning mosligi. Planetar uzatma uchun:

$$m_a(A_a + B_a) = m_c(A_c + B_c),$$

bu yerda: m_a va m_c – shesternyalar A va C ning moduli.

Epitsikllar uchun, $C = A + 2B$,

bu yerda: m_a va m_c – shesternyalar A va C ning moduli.

3. Yonma-yon joylashgan satellitlarning bir-biriga tegmaslik sharti. Ularning orasida oraliq Δ kamida 3—5 mm bo'lishi shart yoki planetar uzatma uchun $B_c > B_a > A_a$ bo'lganda:

$$(A_c - B_c) \sin \frac{\pi}{k} - B_c > 2\Delta,$$

epitsikllar uchun $(C - B) \sin \frac{\pi}{2} - B > 2\Delta$ bo'lishi shart.

Planetar mexanizmning uzatishlar soni aniqlangandan so'ng shesternyalar uzatishi mumkin bo'lgan momentlar va shesternya tishlariga ta'sir etayotgan kuchlar miqdorini aniqlash mumkin. Biz quyidagi ta'sir etayotgan moment va kuchlarni aniqlash bilan cheklanamiz. Bular aniqlangandan so'ng shesternya va o'qlarning bikrikka hisobi uzatmalar qutisi shesternyalarini bikrikka hisoblash uslubi bo'yicha bajariladi. Zanjirli traktorlarning buriluvchanlik nazariyasi yoritilgan bobda bir pog'onali planetar mexanizm shakli keltirilgan. Ma'lumki, planetar mexanizm traktorni burish vaqtida ishlaydi. Birinchi uzatmada shesternyalar eng ko'p zo'riqish ostida bo'lib, bu zo'riqish dvigatelning nominal momenti M_n ni uzatishda hosil bo'ladi. Agar asosiy uzatmaning uzatishlari soni i_{au} va planetar mexanizmning uzatishlar soni i ma'lum bo'lsa, tojsimon shesternyadagi moment:

$$M_t = M_n \cdot i_{au} \cdot i.$$

Ilgarilanuvchi zanjir yarim o'qiga vodilo tomonidan uzatilayotgan moment:

$$M_v = M_t \cdot i.$$

Tojsimon shesternyadan vodiloga moment satellitlar orqali o'tadi. Shu momentning satellit boshlang'ich aylanasi radiusi r_s ga nisbati satellit aylanasi bo'ylab tishlarga ta'sir etayotgan kuchga teng:

$$P = M_t / r_s.$$

Xuddi shu P kuch quyoshsimon shesternyaga ham ta'sir etadi, demak, burilish paytida quyosh shesternyasiga o'rnatilgan tormozning kuchi $P_{tor} = P$ bo'lishi kerak. Demak, tormoz momenti:

$$M_{tor} = P_{tor} \cdot r_k,$$

bu yerda: r_k — quyosh shesternyasi boshlang'ich aylanasi radiusi.

Burilish paytida satellit o'qiga kuch ta'sir etadi.

$$P_s = \frac{(P + P_m)\gamma_s}{n_s},$$

bu yerda: n_s — satellitlar soni; γ_s — satellitlararo taqsimlanayotgan zo'riqishni hisobga oluvchi koeffitsient. Bu koeffitsient hozirgi planetar mexanizmlar uchun, $\gamma_s = 1,2-1,4$.

Differensial mexanizmlar ham orqa ko'prikning ikki yarim o'qlari orasiga o'rnatilib, bu yarim o'qlarning ikki xil aylanishlar chastotasi bilan aylanishiga imkon yaratadi va shu tariqa yarim o'qlardagi burovchi momentning miqdorini o'zgartiradi. Differensiallar simmetrik va nosimmetrik bo'ladi. Simmetrik differensiallar g'ildirakli traktor va avtomobillarda ko'p tarqalgan bo'lib, uning shakli 62-chizmada ko'rsatilgan. Bunday differensialda yetakchi konussimon shesternya (1) dan kelayotgan burovchi moment yetaklanuvchi shesternya (2) orqali differensial qutisi (3) ga beriladi. Satellitlar (4) yarim o'qlar (5) dan bir xil masofada joylashgan va yarim o'qlarning konussimon shesternyalari (5) bir xil diametrga ega bo'lgani uchun, differensial qutisidan berilayotgan moment ikkala yarim o'qlarga teng tarqaladi. Burilish paytida yarim o'qlardan biri sekin aylan-gani uchun satellitlar o'z o'qida aylanib, ikkinchi yarim o'qni tezroq aylantiradi va burilishga imkon yaratadi. To'g'ri chiziqli harakatda simmetrik differensial uchun:

$$\omega_d = \omega_1 + \omega_2,$$

bu yerda: ω_1 va ω_2 — yarim o'qlarning burchak tezligi; ω_d — differensial qutisining burchak tezligi.

Burilish paytida satellitlarning aylana bo'ylab harakatiga o'zining aylanishi ham qo'shiladi. Demak, ilgari-lanuvchan yarim o'qlarning burchak tezligi:

$$\omega_2 = \omega_d + \omega_s,$$

bu yerda: ω_s — satellitlarning burchak tezligi.

To'g'ri chiziqli harakat paytida momentlarning teng-lik sharti:

$$M_d = M_1 + M_2,$$

bu yerda: M_1 va M_2 — yarim o'qlardagi burovchi momentlar.

Differensial mexanizmida ishqalanishlar kamligi sababli ular hisobga olinmaydi.

$$M_1 = M_2 \approx 0,5M_d.$$

Demak, ishqalanishlar hisobga olinmasa, har bir yarim o'qdagi momentning miqdori burilish qanday bo'lishidan qat'iy nazar teng bo'ladi. Differensial korpusiga berilayotgan moment:

$$M_d = P_d \cdot r_d = M_n \cdot i_{oq} \cdot i_{au} \cdot \eta_r.$$

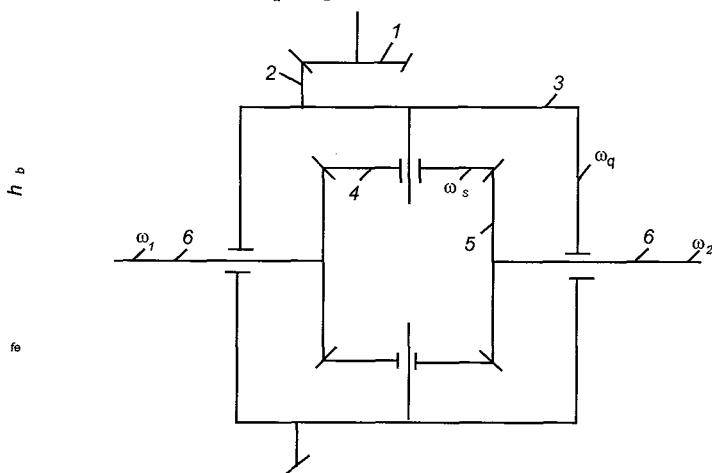
Satellitlar sonini n_s boshlang'ich aylana radiusini r_s desak, satellitlardagi M_s burovchi moment quyidagiga teng bo'ladi:

$$M_s = P_s \cdot r_s \cdot n_s = M_n \cdot i_{oq} \cdot i_{au} \cdot \eta_r.$$

Satellitlarning o'qi qirqilishga hisoblanadi. Qirqilishda kuchlanish:

$$\tau_k = \frac{4 \cdot P_s}{\pi d^2},$$

bu yerda: d — satellit o'qining diametri.



62-*chizma*. Differensial mexanizm shakli.

Satellit o'qining satellit va differensial qutisida joylashgan qismi ezilish hisoblanadi. Ta'sir etuvchi kuch esa P_s hisoblanadi. O'qning ezilish hisobi maxsus kurslarda bayon qilingani uchun bu yerda tuxtalmaymiz.

Nazariy jihatdan, ikkala yarim o'qdagi momentlar teng deb olingani bilan, amalda bu tenglik bajarilavermaydi. Chunki satellitlar tayyorlanganda ular o'lchamlarining aniqligi, satellitlarning ikki yarim o'q o'rtasida simmetrik joylanishidagi aniqlik buzilishi mumkin. Bundan tashqari, ish jarayonida shesternyalarning notekis yeyilishi ham momentlarning tenglik shartini buzishi mumkin. Shuning uchun tayyorlashdagi aniqlik, ishlatish jarayonida yeyilishini kamaytiruvchi tadbirlar differensial mexanizmning ish muddatini oshirishini e'tiborga olish kerak.

Orqa ko'prik yarim o'qlarini hisoblashda eng avval, ularning konstruksiyasi, so'ngra unga ta'sir etuvchi kuchlar hisobga olinishi kerak. Avtomobillarda asosan zo'riqishdan yarim bo'shatilgan va to'la bo'shatilgan yarim o'qlar ishlatiladi (63-chizma). Yarim bo'shatilgan yarim o'qlarda (63-chizma, a) g'ildirak gupchagi tayanch podshipnigidan a_g masofaga siljigan bo'ladi. Natijada yarim o'qqa burovchi moment M_{yetak} dan tashqari Y_e kuchni a_g yelkada, z' kuchni r_d yelkada hosil qilayotgan eguvchi momentlar ham ta'sir qiladi. Yarim o'q diametrini d_{ya} bilan belgilasak, buralishdagi kuchlanish quyidagiga teng:

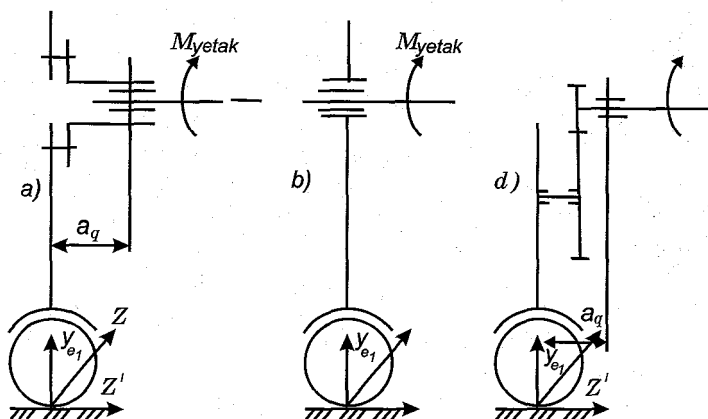
$$\tau_a = \frac{M_{etak} \cdot i_{o'q} \cdot i_{au} \cdot \eta_{kr}}{0,1 \cdot d_{ya}^3}.$$

Egilishdagi kuchlanish:

$$\sigma_e = \frac{4Y_{e1} \cdot a_g}{\pi \cdot d_{ya}^2}; \quad \sigma_e = \frac{4z' \cdot r_d}{\pi \cdot d_{ya}^2},$$

bu yerda: $Y_{e1} = \lambda_{e1} \cdot Q_e$ — yetakchi g'ildirakdagi normal kuch; λ_{e1} — orqa bitta g'ildirakka tushayotgan traktorning og'irligini hisobga oluvchi koeffitsient.

Zo'riqishdan to'la bo'shatilgan yarim o'qlarda (63-chizma, b) normal kuch λ_{e1} ni podshipnik qabul qiladi,



63-*chizma*. Yarim o'qlarning hisobiga oid shakllar.

bu kuch moment hosil qilmaydi. Bu kuch yarim o'qqa berilmay orqa ko'prik korpusiga uzatiladi. Bu g'ildirakning yarim o'qi faqat buralishga hisoblanadi.

Traktorda oxirgi uzatma bo'lgani uchun g'ildirakka ta'sir etayotgan normal kuch yarim o'q podshipnigidan a_g masafaga siljiydi (63-*chizma*, *d*). Lekin hosil qilinyotgan eguvchi moment $Y_{el} \cdot a_g$ yarim o'qni egmaydi desabo'ladi. Chunki bu moment oxirgi uzatma podshipniklari orqali orqa ko'prik korpusiga beriladi. Zanjirli traktorlarda Y_{el} kuch umuman yetakchi yulduzchaga ta'sir etmaydi. Shunday qilib, traktorlarning yarim o'qi yuqoridagi formulaga asosan buralishga hisoblanadi.

54-§. TRAKTOR VA AVTOMOBILLAR YURISH QISMINING HISOBI

Yurish qismining vazifasi g'ildiraklarning aylanma harakatini traktor va avtomobillarning to'g'ri chiziqli harakatiga aylantirib berishdir. G'ildirakli traktor va avtomobillarning yurish qismiga orqa yetakchi va oldingi yo'naltiruvchi g'ildiraklar, oldingi ko'prik osmalari kiradi. Hozirgi kunda traktor va avtomobillar g'ildiraklariga asosan pnevmatik shinalar ishlatilmoqda. Pnevmatik shinalar asosan, avtomobillarning yuk ko'tarish qobili-

yatiga qarab tanlanadi. Shu yuk ko'tarish qobiliyatida shinaning ishlash muddati eng ko'p bo'lishi kerak.

Traktor va avtomobillarning oldingi ko'prigiga umumiy og'irlikning 25—30 foizi to'g'ri keladi. Gorizontallik tekislik bo'yicha esa, itaruvchi kuch ta'sir qiladi. Ikkala holda ham oldingi ko'priklarni egilishga ishlaydi. Traktor va avtomobillar oldingi ko'prigining shakli va ularning yuklanishi 64-chizmada ko'rsatilgan. Bu yerda Q'_0 — oldingi ko'priklarga to'g'ri keluvchi traktor yoki avtomobilning og'irligi (bu og'irlikka ko'priklarni og'irligi ham kiradi); W_0 — ostidan berilayotgan gorizontallik itaruvchi kuch.

Yuqorida aytilganidek, ko'priklarni ikkala kuch ta'sirida ikki tekislikda egilishga ishlaydi. Vertikal tekislikdagi egiluvchi moment:

$$M_{eg} = 0,5B \cdot Q_0,$$

gorizontallik tekislikdagi moment: $M_{eg} = 0,5B \cdot W'_0$.

Lekin tekis harakat uchun $W'_0 = f_0 \cdot Q'_0$ ekanligini hisobga olsak, u holda:

$$M_{eg} = 0,5B \cdot f_0 \cdot Q'_0$$

Egilishdagi kuchlanish ikkala hol uchun quyidagiga teng:

$$\sigma_{ev} = \frac{M_{ev}}{W_v}; \quad \sigma_{eg} = \frac{M_{eg}}{W_g},$$

bu yerda: W_v , W_g — ingichka joydagi kesimning egilishga qarshilik momenti.

Burish sapfasi egilishga Q'_0 va Q_0 kuchlarning geometrik yig'indisi hosil qilayotgan moment asosida hisoblanadi, ya'ni:

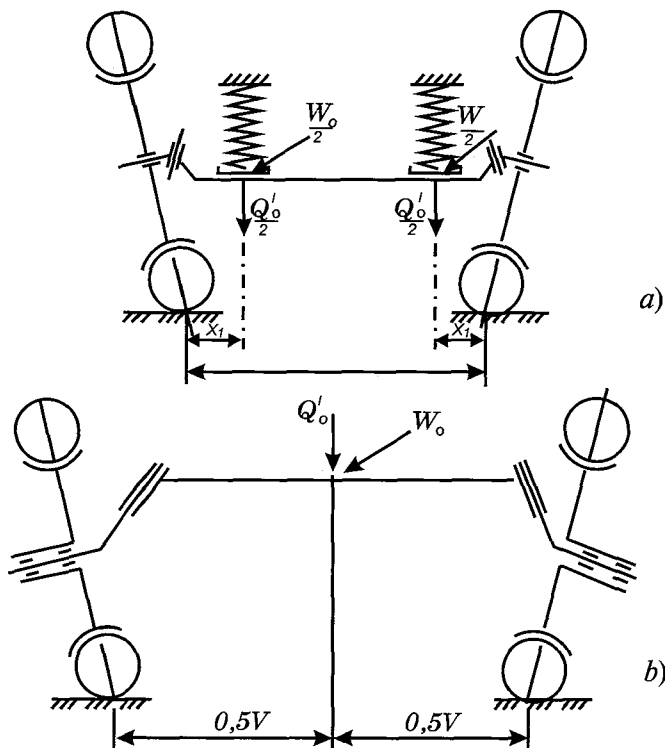
$$M_e = l\sqrt{(Q'_0)^2 + W_0^2},$$

bu yerda: l — g'ildirakning tayanch nuqtasidan sapfaning asosigacha bo'lgan masofa.

Osmalar traktor va avtomobillarning yurish ravonligi, turg'unligi, bo'ylama hamda ko'ndalang kuch va reaktiv momentlarni g'ildirakdan ramaga o'tkazish,

tebranishlarni soʻndirish va shinalarni eng kam yeyilishini taʼminlaydi. Osmalar uch qismdan iborat: elastik element, yoʻnaltiruvchi moslama va tebranishni soʻndiruvchi moslama.

Elastik elementlar har xil turtki, silkinishlarni pasaytirib, yurish ravonligini taʼminlaydi.



64-с h и z m a. Yuk avtomobili (a) va traktor (b) oldingi oʻqlarining yuklanishi.

Yoʻnaltiruvchi moslama gʻildiraklarning ramaga nisbatan holatini belgilaydi.

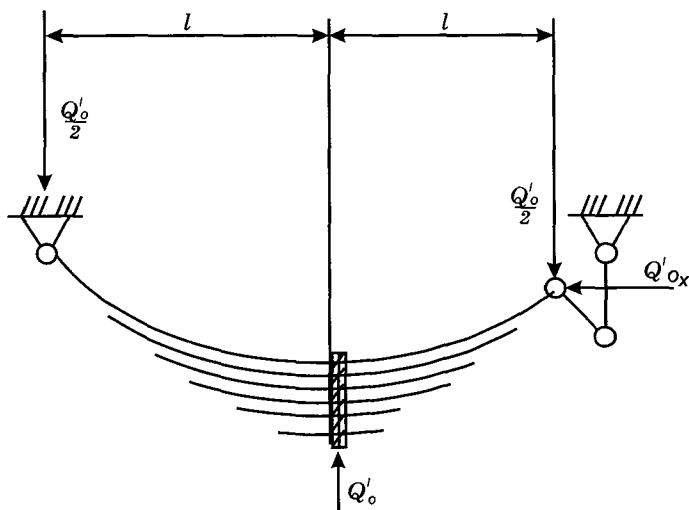
Sundiruvchi moslama avtomobilning vertikal tebranishlarini soʻndiradi.

Yoʻnaltiruvchi moslamaga qarab osmalar ikki xil boʻladi: 1) erkin osmalar; 2) erkinmas osmalar.

Erkin osmalar asosan, yengil avtomobillarning oldingi g'ildiragiga qo'yiladi. Erkinmas osmalar yuk avtomobillari va yengil avtomobillarning orqa ko'prigida bo'ladi.

Elastik elementlar ressorali, prujinali, torsion va pnevmatik bo'ladi. Ressoralı osmalar eng ko'p tarqalgan bo'lib, ular avtomobillarning har qanday sharoitda normal ishlashini ta'minlaydi (65-chizma).

Traktorlarda prujina tipidagi osmalar keng tarqalgan. Prujinalarni hisoblash usuli tishlashish muftasini hisoblashda ko'rib o'tilgan. Biz faqat ressorani hisoblash bilan cheklanamiz.



65-chizma. Ressora hisobiga oid shakl.

Ressoralar bir necha qavat po'lat yaproqlardan iborat. Ularning uzunligi o'zak yaprog'idan boshlab kichrayib boradi. Avtomobillarning shu g'ildiragiga tushayotgan og'irlik 65-chizmada Q'_0 bilan belgilangan. Ressoraning ikki tayanch nuqtalarida Q'_0 kuchga qarama-qarshi yo'nalgan ikkita $0,5 \cdot Q'_0$ reaksiya kuchlari hosil bo'ladi. Ressora uchun egilishdagi kuchlanish σ_e va egilish kattaligi f aniqlanadi. Egilish kattaligi tushayotgan kuchga to'g'ri proporsional bo'lib, quyidagicha aniqlanadi:

$$f = k \frac{Q'_0 \cdot l}{6 \cdot E \cdot I_0},$$

bu yerda: Q'_0 – ressoraga tushayotgan zo'riqish, N; l – ressora markazidan tayanchlarga bo'lgan masofa, m; E – birinchi turkum elastiklik moduli (210000 MN/m^2); I_0 – ressoraning o'rta kesimidagi barcha qavatlarining inersion momenti, m^4 ; k – ressora konstruksiyasini hisobga oluvchi koeffitsient, $k = 1,2-1,4$.

Barcha yaproqlarning inersion momenti I_0 quyidagicha aniqlanadi:

$$I_0 = \frac{b}{12} \sum_{i=1}^m n_i \cdot h_i^3,$$

bu yerda: $i = 1, 2, \dots, m$; n_i – har bir qalinlikdagi yaproqlar soni; h_i – yaproqlarning qalinligi.

Ressoraning eng uzuni asosiysi hisoblanadi, chunki eng katta kuchlanish shu yaproqqa tushadi. Shuning uchun u egilishga hisoblanadi:

$$\sigma_e = \frac{0,5 Q'_0 \cdot l}{W}; \quad W = 2I_0 / h_a,$$

bu yerda: h_a – asosiy ressora yaprog'ining qalinligi.

Yuqoridagi formulalarni hisobga olsak:

$$\sigma_e = \frac{1,5 \cdot f \cdot E \cdot h_a}{k \cdot l^2}.$$

Yo'l qo'yilgan kuchlanish $[\sigma_e] = 400 \text{ MN/m}^2$.

Ressora asosiy yaprog'ining kuchlanishi uzunligining kvadratiga teskari proporsional bo'lganligi uchun uni uzun qilib tayyorlash maqsadga muvofiq. Lekin juda uzun bo'lib ketsa, egilish kattaligi f ham ortib ketadi. Shuning uchun kuchlanish bilan egilish kattaligi o'rtasi-da moslik bo'lishi kerak.

Ressora konstruksiyasidan ma'lumki, uning har bir yaprog'i bir-biriga ishqalanib ishlaydi. Bundan tashqari, ressoraga tushayotgan kuchlanishning ishorasi doim o'zgarib turadi. Shuning uchun ressoralarini tayyorlash paytida ularning ish sharoiti ham hisobga olinadi.

55-§. ZANJIRLI TRAKTORLAR YURISH QISMINING HISOBI

Zanjirli traktorlarning yurish qismida hosil bo'ladigan kuchlar uchinchi bobda ko'rib o'tilgan. Lekin bu kuchlarning qiymati traktorning harakati vaqtida o'zgarib, yurish qismining normal ishlashi va haydovchining holatiga ta'sir etishi mumkin. Shuning uchun harakat vaqtida ro'y berishi mumkin bo'lgan hollarni e'tiborga olib, traktorning yurish qismini hisoblash zarur. Traktorning yurish qismini zanjirli harakatlantirgich va osmalar tashkil etadi. Zanjirli harakatlantirgich yetakchi va yetaklanuvchi g'ildirak, tayanch g'altagi va ushlab turuvchi roliklar, taranglash moslamasidan iborat. Osmalar avtomobillarda qanday vazifani bajarsa, bu yerda ham shu vazifani bajaradi. Keyingi vaqtlarda tez yurar va katta quvvatli traktorlarning ishlab chiqarilishi osmalarga bo'lgan talablarni yanada kuchaytirdi. Hozirda ikki xil osmalar ishlatilmoqda, yarim qattiq va elastik.

Yarim qattiq osmalar yuqori quvvatli traktorlarda qo'llanilib, u ressa tipida tayyorlanadi va dvigatelning tagiga o'rnatiladi. Traktor old qismining og'irligi ressaga tushadi. Ressorani hisoblash uslubi oldingi paragrafda ko'rib o'tildi.

Elastik osmalar ikki xil bo'ladi: balansirlangan va alohida tayyorlangan. Balansirlangan osmada bir necha tayanch g'altaklar bir-biriga elastik elementlar yordamida birlashtirilgan bo'lib, ular traktorning og'irligini qabul qiladi (66-chizma, *a*). Alohida osmada har bir tayanch g'altagi traktor ostovi bilan elastik element orqali birlashtiriladi. Elastik element tariqasida torsionlar qo'llanishi mumkin (66-chizma, *b*). Bunda tayanch g'altagining ko'tarilib tushishida torsion val buralishga ishlaydi. Lekin torsionli osma hozirda qishloq xo'jaligi traktorlarida ishlatilmaydi. Shuning uchun balansirlangan osmaning hisobi bilan tanishamiz.

Har bir traktorda 66-chizma, *a* da ko'rsatilgan balansirdan to'rtta o'rnatiladi. Traktorning og'irligi shu to'rtta balansirga taqsimlanadi. Xar bir balansirga

tushayotgan traktorning og'irligini Q_b desak, balansirning elastik elementi shu kuch Q_b va bu burish paytida hosil bo'ladigan reaksiya kuch

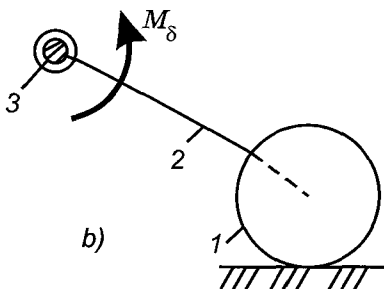
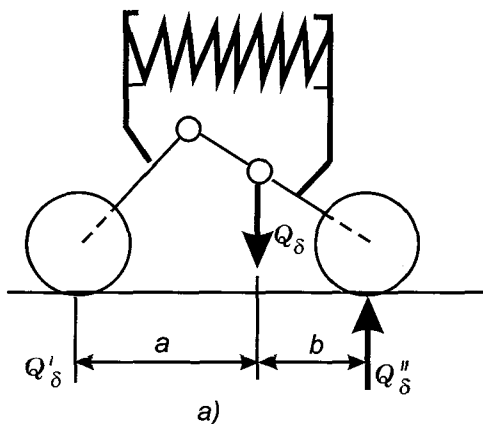
$$P_b = \frac{\mu \cdot Q_b \cdot L}{4 \cdot x}$$

bo'yicha hisoblanadi.

bu yerda: x — zanjir tayanch yuzasining o'rtasidan hisoblanayotgan tayanch g'altagigacha bo'lgan masofa.

G'altaklarning normal reaksiyasi:

$$Q'_b = Q_b \frac{b}{a+b}, \quad Q''_b = Q_b \frac{a}{a+b}$$



66-c h i z m a. Elastik (a) va torsion osmalar.

Balansirli osmalarda g'altaklarning diametri $d_z = (2-5) l_{zv}$; bu yerda, l_{zv} zanjir zvenosining qadami.

G'altak kegayining kengligi 15 mm dan kam belgilanmaydi. g'altak kegayining kengligi b_1 quyidagicha topiladi:

$$b_1 = \frac{Q_b}{c \cdot d_z},$$

bu yerda: c – solishtirma bosim, $c \geq 500 \text{ N/m}^2$.

Yetakchi g'ildirak uglerodli yoki maxsus po'latdan yasilib, unga termik ishlov beriladi. Yetakchi g'ildirakning tishlari egilishga hisoblanadi:

$$\sigma_e = \frac{P_{\varphi \max} \cdot X}{W},$$

bu yerda: $P_{\varphi \max} = \varphi Q_{il}$ – ilashish bo'yicha urinma tortish kuchi; N : φ – ilashish koeffitsienti; – traktorning ilashish og'irligi; N : Q_{il} – egilishga qarshilik momenti, m^2 .

Yo'l qo'yilgan kuchlanish $[\sigma_e] = 400-500 \text{ MN/m}^2$.

Tish ezilishga quyidagi formula bo'yicha hisoblanadi:

$$\sigma_{eg} = 0,42 \sqrt{\frac{P_{\varphi \max} \cdot E}{b \cdot \cos \theta} \left(\frac{1}{R} + \frac{1}{r} \right)},$$

bu yerda: θ – bosim burchagi (hisoblar uchun $\theta = 0$ deb olish mumkin); R – tish profilining egrilik radiusi, m ; r – sevkalar radiusi, m .

Yo'l qo'yilgan kuchlanish $[\sigma_e] = 500-1000 \text{ MN/m}^2$.

Ushlab turuvchi roliklarning diametrini topish uchun V.Y. Anilovich quyidagi formulani tavsiya etgan:

$$d_r = 2M_r \frac{l_{zv} (2+n_r)}{g_{zv} \cdot L(\mu_r - f_r)},$$

bu yerda: $M_r = 5-15 \text{ kN/m}$ – rolikni aylantirishga qarshilik momenti; m_r – traktorning bir tomonidagi roliklar soni; g_{zv} – zanjir zvenosining og'irligi, N ; $\mu_r = 0,2-0,25$ – zanjir bilan rolik orasidagi ishqalanish koeffitsienti.

Zanjir cho'zilishga hisoblanadi. Bu holda ta'sir etuvchi kuch $P_{\varphi \max}$ bo'ladi. Zanjir barmoqlari ezilishga va qirqilishga tekshiriladi.

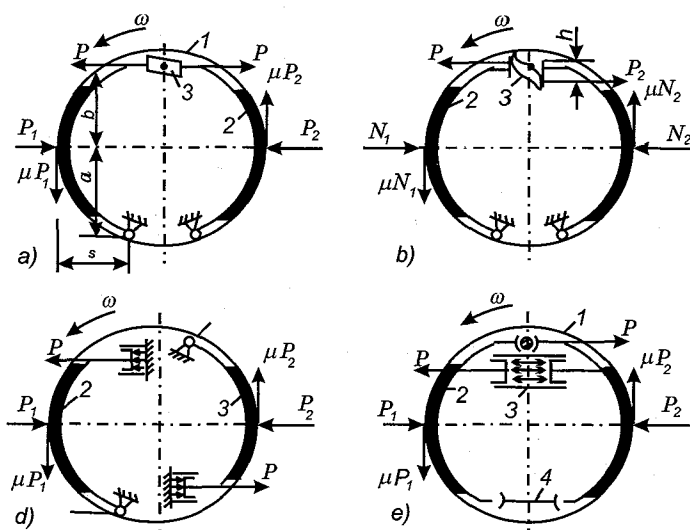
56-§. TORMOZLARNI HISOBLASH

Tormoz tizimining vazifasi traktor yoki avtomobil-larning tezligini kerak bo'lganda pasaytirish, butunlay to'xtatish, qiyalikda g'ildirab ketmasligini yoki kichik radiusda tez burilishni ta'minlashdan iborat. Avtomobil-larda tormozlar g'ildiraklarga yoki uzatmalar qutisining ikkilamchi o'qiga qo'yilishi mumkin. G'ildiraklarga qo'yilgan tormoz g'ildirak tormozlari deyiladi, uzat-malar qutisidan chiqqan o'qqa qo'yilgan tormozlar esa, markaziy tormoz deyiladi.

Traktorlarda tormozlar g'ildirakka qo'yilmaydi. Ularda tormoz yarim o'qlarga yoki yarim o'qlar bilan bog'langan biror o'qqa qo'yiladi.

Tormozlar kolodkali, lentali va diskli bo'ladi. Avtomobillarning g'ildiragida asosan, kolodkali tormoz-lar, traktorlarda esa, lentali tormozlar qo'llaniladi. Diskli tormozlar ekspluatatsiyaga qulayligi uchun hozir-gi kunda keng tarqala boshladi.

Kolodkali tormozlarning turlari 67-chizmada ko'rsa-tilgan. Ular asosan, kolodkalarining tayanchga mahkam-



67-chizma. Kolodkali tormoz turlari.

lanishi bilan farqlanadi. Tormozning har bir turida tormoz kuchini har xil bo'ladi.

1. **Erkin kulachokli simmetrik kolodkali tormoz** (67-chizma, a). Kolodkalar (2) ni erkin kulachok (3) tormoz barabanlari (1) ga P kuch ta'sirida kengaytiradi. Natijada barabanda normal P_1 , P_2 , va urinma μP_1 , μP_2 kuchlar hosil bo'ladi. Ikkala kolodkaga ta'sir etayotgan kuchlardan kolodkaning tayanchiga nisbatan moment olamiz:

$$P_1 = P \frac{a+b}{a-\mu \cdot c}; \quad P_2 = P \frac{a+b}{a+\mu \cdot c}.$$

Demak, $P_1 > P$ chunki kolodkada $\mu P_1 c$ moment kolodkani barabanga bossa, o'ng kolodkada moment $\mu P_2 c$ kolodkani ajratadi. Shuning uchun chap kolodka aktiv, o'ng kolodka passiv hisoblanadi. Tormoz momentini topish uchun P_1 va P_2 kuchlarning vertikal o'qqa nisbatan momentini topamiz:

$$M_1 = \mu \cdot P_1 \cdot r_b; \quad M_1 = \mu \cdot P_1 \cdot r_b. \text{ Demak, } M_1 > M_2$$

2. **Oddiy kulachokli mustaqil qotirilgan kolodkali tormoz** (70 chizma, b). Bunda ham kulachok (3) ning kengayishi natijasida kolodkalar (2) kengayib, ular baraban (1) ni to'xtashiga harakat qiladi. Bu yerda, $P_1 \neq P_2$. Shuning uchun me'yoriy N_1 va N_2 kuchlar teng bo'ladi:

$$N_1 = P_1 \frac{a+b}{a-\mu \cdot c}; \quad N_2 = P_2 \frac{a+b-h}{a+\mu \cdot c}.$$

lekin tormozlardagi me'yoriy kuchlar ish jarayonida bir-biriga teng bo'ladi, ya'ni $N_1 = N_2$. Bu tenglikdan P_1 va P_2 larning nisbatini topish mumkin:

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{(a-\mu \cdot c)(a+b-h)}{(a+b)(a+\mu \cdot c)}.$$

Tormozlanish momenti $M_t = \mu \cdot r_b \cdot 2(N_1 + N_2)$. Lekin $N_1 = N_2$ bo'lgani uchun,

$$M_t = \mu \cdot r_b \cdot 2N_1 = 2P_1 \mu \cdot r_b \frac{(a+b)}{a-\mu \cdot c}.$$

3. **Ikkita aktiv kolodkali tormoz** (67-chizma, d). Bu yerda chap (2) va (3) kolodka ham barabanga bir xil bosim bilan eziladi. Ikkalasi ham aktiv kolodkalar.

Lekin avtomobilning orqaga harakatida ikkalasi ham passiv kolodkaga aylanadi. Shuning uchun bu tormozlar kam ishlatiladi.

4. **O'z-o'zini kuchaytiruvchi tormoz** (67-chizma, e). Bu tormozda chap va o'ng kolodkalar tormoz barmog'i (5) ga tayanib turadi. Ikkinchi tomondan kolodkalar bir-biri bilan rostlovchi erkin tayanch (4) bilan bog'langan. Natijada normal kuchlar hamda tormozlanuvchi momentlar ikkala tomonga ham teng bo'ladi. Chunki tayanch (4) erkin bo'lgani uchun qaysi tomonga kuch yoki moment ko'p bo'lsa, u kam tomonga beriladi.

Lentali tormozlar asosan traktorlarda qo'llaniladi. U uch xil bo'ladi (68-chizma).

1. Oddiy tormozlar.
2. Ikki yo'lli lentali tormozlar.
3. Erkin lentali tormozlar

Oddiy lentali tormozlarda lentaning bir uchi mahkamlangan bo'ladi (68-chizma, a). Tormozlash paytida lentaning ikkinchi uchi tortiladi. Tormozlash kuchi P , quyidagicha:

$$P_t = \frac{b}{a} \frac{M_t}{R(e^{\mu\alpha} - 1)},$$

bu yerda: M_t — tormozlovchi moment, N·m. Bu parametrlarni aniqlashga alohida to'xtalamiz; a , b — richag yelkalari, m; R — baraban radiusi m; α — tormoz lentasining qamrash burchagi, rad.

Ikki yo'lli tormozlarning shakli 68-chizma, b , d lar-da ko'rsatilgan. Bu tormozlarda lentaning ikkala uchi tortiladi. Shu sababli tormozlash uchun kuch ikki barobar kam sarf bo'ladi. Tormoz kuchi quyidagicha aniqlanadi, 68-chizma, b ga binoan:

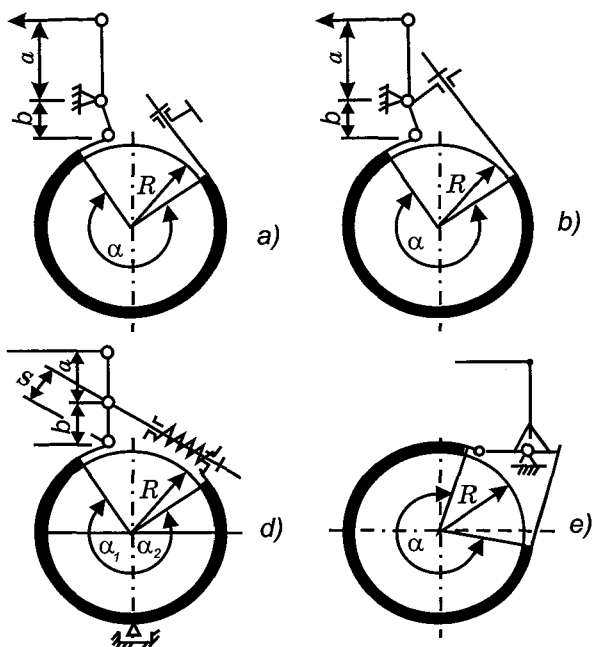
$$P_t = \frac{b}{a} \frac{M_t}{R} \frac{e^{\mu\alpha} + 1}{e^{\mu\alpha} - 1}.$$

68-chizma, d ga binoan:

$$P_t = \frac{M_t}{R \left[\frac{a}{b} \left(e^{\mu a_1} - 1 \right) + \frac{a+b}{s} \left(\frac{e^{\mu a_1} - 1}{e^{\mu a_2}} \right) \right]}$$

Erkin lentali tormozlarda baraban qaysi tomonga aylanmasin tormozlash doim bir xil bo'ladi. Bu tormozlarda tormoz kuchi oddiy lentali tormozniki singari aniqlanadi. Har bir lentali tormozlarda lentaning kengligi 100 mm dan ortmaydi. Qalinligi esa,

$$h_l = \frac{2R}{150} = 1,5 - 3 \text{ mm}$$



68-с h и з м а. Lentali tormozlar shakli.

Lentaning materiali ST40 yoki ST65G. U cho'zishga ishlaydi. Qistirmalar mis-asbest ipdan bo'lib, oldindan tomozlanuvchi barabanga mos tushadigan shaklda tayyorlanadi. Lenta barabanga kiygizilganda lenta bilan baraban oralig'i 2 mm bo'lishi kerak.

Tormoz momenti traktorning tipi va ishlash sharoiti uchun har xil bo'lishi mumkin. Zanjirli traktorni gorizontal yo'lda to'xtatish uchun kerak bo'lgan tormoz momenti quyidagiga teng:

$$M_t = \frac{j}{9,81} \cdot \frac{r_d \cdot Q}{i_b \cdot n},$$

bu yerda: j — sekinlashish qiymati, m/s^2 ; i_b — tormoz barabanidan yetakchi g'ildirakka uzatishlar soni; n — tormozlar soni.

Gorizontal yuzadagi g'ildirakli traktorlar uchun:

$$M_t = \frac{\varphi r_d}{n \cdot i_b \cdot L} (L - a - \varphi \cdot h) Q,$$

bu yerda: L — traktor bazasi, m; a , h — og'irlik markazining koordinatalari, m.

Qiyalikda turgan traktorni ushlab turish uchun tormoz momenti M_t quyidagiga teng bo'lishi kerak:

$$M_t = \frac{r_d \cdot Q}{i_b \cdot n} (\sin \alpha - f \cos \alpha)$$

bu yerda: α — qiyalik burchagi.

Traktorni minimal radius bo'yicha burishda sust g'ildirakning tormoz momenti:

$$M_t = \frac{2M_{bq}}{B} \frac{r_d}{i_b},$$

bu yerda: M_{bq} — burilishga qarshilik momenti.

57-§. RUL BOSHQARMASI

Rul boshqarmasi asosan traktor va avtomobillarning yo'nalishini o'zgartirish uchun xizmat qiladi. Rul boshqarmasiga quyidagi talablar quyiladi:

1. *Avtomobil yoki traktorni boshqarish qo'lay va oson bo'lishi.*

2. *Rul chambaragini burishda oz kuch sarflanishi.*

3. *Yo'l notekisliklaridan hosil bo'lgan turtkilarini rul chambaragiga kam miqdorda o'tkazish.*

4. *Avtomobil yoki traktorning to'g'ri chiziqli harakatini ta'minlashi.*

5. *Burilish paytida yon tomonga sirpanishi minimal bo'lishi.*

Rul boshqarmasining uzatishlar sonini (burchak bo'yicha) to'g'ri belgilash katta ahamiyatga ega. U quyidagicha aniqlanadi:

$$i_{\omega} = i'_{\omega} \cdot i''_{\omega},$$

bu yerda: i'_{ω} — rul mexanizmining uzatishlar soni; i''_{ω} — rul yuritmasining uzatishlar soni.

Vintli burish mexanizmi uchun:

$$i'_{\omega} = \frac{2\pi \cdot l}{t \cdot \cos^2 \beta}.$$

Chervyakli burish mexanizmi uchun:

$$i'_{\omega} = \frac{2\pi \cdot r_0}{t}.$$

bu yerda: l — vint o'qidan rul soshkasi o'qigacha bo'lgan masofa, m; t — vint qadami, m; r_0 — sektor radiusi, m.

Rul mexanizmidagi kuch:

$$P = \frac{M_{bq}}{R \cdot i_{\omega} \cdot \eta}.$$

Rul chambaragidagi kuch:

$$P = \frac{Q_0 \cdot l}{i'_{\omega} R},$$

bu yerda: $M_{bq} = M_1 + M_2$; $M_1 = Q_0 f_0 a$; $M_2 = 0,14 \varphi_0 \cdot Q_0 \cdot r_0$.

Rul chambaragi burilishga, chervyak sektori va rul soshkasi egilishga, rul o'qi esa buralishga hisoblanadi.

ADABIYOTLAR

1. Г.В. Зимелев. Теория автомобиля. М., 1957.
2. Е.Д. Львов. Теория трактора. М., Машгиз, 1960.
3. Е.В. Михайловский, В.Б. Цимбалин. Теория трактора и автомобиля. М., 1960.
4. Д.П. Великанов. Эксплуатационные качества автомобилей. М., 1962.
5. Б.Я. Гинцбург. Теория и расчет тракторов, самоходных шасси и автомобилей. Цикл лекций. М., 1966.
6. В.М. Кленников, Е.В. Кленников. Теория и конструкция автомобиля. М., 1967.
7. Д.А. Чудаков. Основы теории и расчета трактора и автомобиля. М., Колос, 1972.
8. Ю.А. Долматовский. Беседы об автомобиле. М., 1976.
9. В.М. Кленников, Е.В. Кленников. Теория и конструкция автомобиля. М., 1967.
10. В.И. Кнороз и др. Работа автомобильной шины. М., 1976.
11. А.С. Литвинов. Управляемость и устойчивость автомобиля. М., Машгиз, 1974.
12. Н.Р. Рашидов и др. Условие синхронного торможения многозвенного тракторного поезда. Механизация и электрофикация сельского хозяйства, № 7, 1977.
13. В.Е. Демидов. Электроника четырех колес М., 1978.
14. Р.Д. Овезов. Тягово-сцепные качества колесного трактора, работающего в направляющих бороздах. Тракторы и сельхозмашины, № 4, 1979.
15. А.П. Агафонов. Снижение давления тракторов на грунт. Механизация и электрофикация сельского хозяйства, № 7, 1980.
16. В.В. Московкин, И.Л. Юрин. Определение потерь мощности в агрегатах трансмиссии автомобиля, вызванных передачей крутящего момента. Автомобильная промышленность, № 8, 1980.
17. В.А. Чернышев, А.В. Богорычев, А.В. Корбут и др. Практикум по тракторам и автомобилям. М., Колос, 1996.
18. С.В. Шумик, Е.Л. Савич. Автомобили и автомобильное хозяйство. — Минск: Высшая школа, 1996.
19. Б.Б. Рассанов, Ю.Т. Чумаченко. Автомобильный практикум. М., Феникс, 2002.
20. В. А. Родичев. Тракторы. М., Академия, 2002.
21. В. А. Родичев. Тракторы. М., Академия, 2003.

MUNDARIJA

So'zboshi	5
Kirish	7
I b o b. Traktor va avtomobillarning kuch balansi	11
1-§. Traktor ichki yonuv dvigatellarining tasniflari	11
2-§. Traktorning yurish qismiga qo'yilgan yetakchi momentni aniqlash	15
3-§. Traktor va avtomobillarga ta'sir etuvchi kuchlar	19
4-§. Traktor va avtomobillar harakatiga ta'sir etuvchi tashqi kuchlar	21
5-§. Kuch balansi va harakatning differensial tenglamasi ..	32
II b o b. G'ildirakli traktor va avtomobillarning umumiy dinamikasi	37
6-§. Tuproqning fizik-mexanik xususiyatlari	37
7-§. G'ildiraklarning sinflarga bo'linishi	38
8-§. Yetaklanuvchi g'ildirakning ishlashi	41
9-§. Yetakchi g'ildirakning ishlashi	47
10-§. Shataksirash va tuproq bilan ilashish koeffitsientlari	50
11-§. Traktor va avtomobillarning oldingi va orqa g'ildirak- laridagi tuproqning vertikal reaksiyasini aniqlash	53
12-§. O'rnatma qishloq xo'jaligi mashinasi bilan ishlayot- gan traktor g'ildiraklaridagi vertikal reaksiyalarni aniqlash	58
III b o b. Zanjirli traktorlarning umumiy dinamikasi	61
13-§. Zanjirli harakatlantirgichning ishlashi	61
14-§. Zanjirli harakatlantirgichning dinamikasi	64
15-§. Zanjirli traktorlarning bosim markazi vaziyatini aniqlash	67
IV b o b. Traktor va avtomobillarning turg'unligi	71
16-§. Og'irlik markazining koordinatalarini aniqlash	71
17-§. Bo'ylama turg'unlik	74
18-§. Ko'ndalang turg'unlik	81
19-§. Egri chiziqli harakatdagi ko'ndalang turg'unlik	85

20-§. G'ildiraklar yonaki surilgandagi mashinaning turg'unligi	87
V b o b. Traktorning tortish dinamikasi	90
21-§. Traktorning quvvat balansi va tortishning potensial tasnifi	90
22-§. Traktorni tortish kuchi bo'yicha hisoblash va tortishning nazariy tasnifi	96
23-§. Tortishning nazariy tasnifini qurish	105
24-§. Traktorning shig'ov bilan harakatlanishi	108
25-§. Ikkala ko'prigi yetakchi bo'lgan traktorning tortish dinamikasi	120
VI b o b. Avtomobilning tortish dinamikasi	122
26-§. Avtomobilning kuch balansi va dinamik tasnifi	122
27-§. Avtomobilning quvvat balansi	129
28-§. Avtomobilning shig'ov bilan harakatlanishi	131
29-§. Avtomobilni tortish kuchi bo'yicha hisoblash	138
VII b o b. Tormozlanish dinamikasi	144
30-§. Tormozlanish jarayoni	144
31-§. Tormozlanish paytidagi avtomobilning harakat tenglamasi va tormozlanish sifatini belgilovchi kattaliklar	145
32-§. Dvigatel bilan va divigatelsiz tormozlanish	150
33-§. Avtopoyezdlarning tormozlanishi	152
VIII b o b. Traktor va avtomobillarning yonilg'i tejamkorligi	153
34-§. Traktorning yonilg'i tejamkorligi va unga ta'sir etuvchi omillar	153
35-§. Avtomobilning yonilg'i tejamkorligi va unga ta'sir etuvchi omillar	155
IX b o b. Avtomobil va g'ildirakli traktorlarning boshqariluvchaligi	159
36-§. G'ildirakli traktor hamda avtomobillarning burilish kinematikasi va dinamikasi	159
37-§. Shina qayishqoqligining boshqariluvchanlikka ta'siri	165
38-§. Boshqariluvchi g'ildiraklarni o'rnatish	168

X b o b. Zanjirli traktorlarning buriluvchanligi	172
39-§. Buriluvchanlik kinematikasi	172
40-§. Pritsepli traktorning burilishi	178
41-§. Burovchi moment	180
XI b o b. Traktor va avtomobillarning yo'l to'siqlaridan o'tuv- chanligi	182
42-§. Avtomobillarning o'tuvchanligi	182
43-§. O'tuvchanlikka tortish xususiyati va tayanch-ilashish tasnifining ta'siri	183
44-§. O'tuvchanlikning geometrik parametrlari	185
45-§. Avtomobil konstruksiyasining o'tuvchanlikka ta'siri	187
46-§. Traktorning o'tuvchanligi	188
47-§. Traktor va avtomobillarning tebranishi va bu tebra- nishni so'ndirish	189
XII b o b. Traktor va avtomobillar shassisining hisobi	194
48-§. Transmissiya mexanizmlarining ishlash rejimi	194
49-§. Tishlashish muftasining hisobi	195
50-§. Muftaning shataksirash vaqtidagi ishi	200
51-§. Tishlashish muftasini qizish va yeyilishga hisoblash	203
52-§. Uzatmalar qutisining hisobi	206
53-§. Yetakchi ko'priknining hisobi	214
54-§. Traktor va avtomobillar yurish qismining hisobi	222
55-§. Zanjirli traktorlar yurish qismining hisobi	227
56-§. Tormozlarni hisoblash	230
57-§. Rul boshqarmasi	234
Adabiyotlar	236

X-87

Xudoyberdiyev T. S.

Traktor va avtomobillar nazariyasi va hisobi:
5630100 — Qishloq xo'jaligini mexanizatsiyalash ba-
kalavriat ta'lim yo'nalishi talabalari uchun darslik
/T.S.Xudoyberdiyev/ — T.: «Sharq», 2007, 240 b.

BBK 40.721ya+40.75ya73

XUDOYBERDIYEV TOLIBJON SOLIYEVICH

**TRAKTOR VA AVTOMOBILLAR
NAZARIYASI VA HISOBİ**

«Sharq» nashriyot-matbaa
aksiyadorlik kompaniyasi
Bosh tahririyati
Toshkent — 2007

Mas'ul muharrir texnika fanlari nomzodi *Qodirjon Shovazov*

Muharrir *Akbar Bahromov*

Badiiy muharrir *Anvar Musaxo'jayev*

Rassom *Gennadiy Gorshenin*

Texnik muharrir *Lina Xijova*

Sahifalovchi *Tatyana Ogay, Diana Gabdraxmanova*

Musahhihlar *Y. Bizaatova, N. Oxunjonova*

Bosishga ruxsat etildi 12.01.2007. Bichimi 84x108¹/₃₂. «Tayms» garni-
turasi. Ofset bosma. Shartli bosma tabog'i 12,6. Nashriyot-hisob tabog'i
11,5. Adadi 1000 nusxa. Buyurtma №2971. Bahosi kelishilgan narxda.

**«Sharq» nashriyot-matbaa aksiyadorlik
kompaniyasi bosmaxonasi,
100083, Toshkent shahri, Buyuk Turon, 41.**