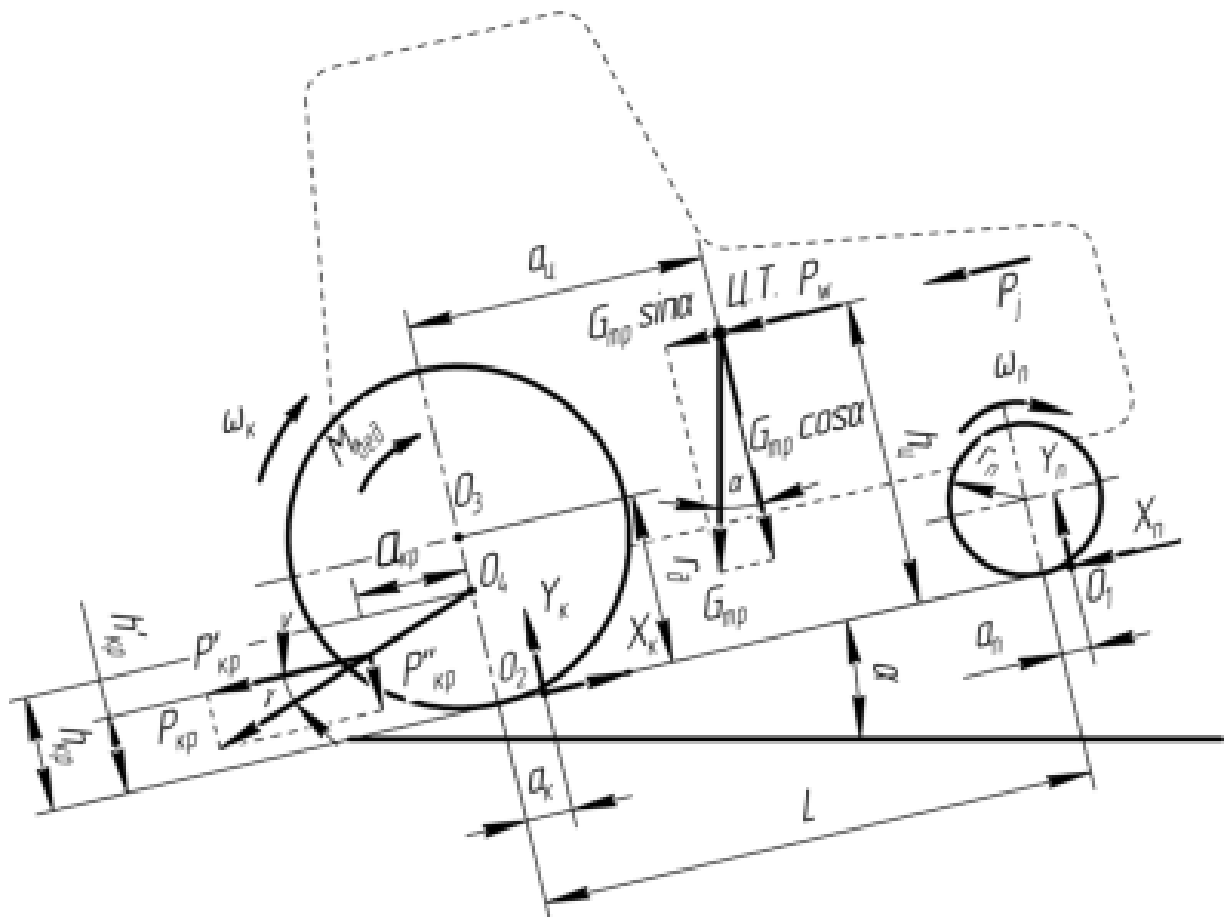


O‘ZBEKISTON RESPUBLIKASI
OLIV VA O‘RTA MAXSUS TA‘LIM VAZIRLIGI

KAMILOV ASIL IKRAMOVICH

TRAKTOR VA AVTOMOBILLAR
NAZARIYA ASOSLARI



Toshkent – 2019

**O‘ZBEKISTON RESPUBLIKASI
OLIV VA O‘RTA MAXSUS TA‘LIM VAZIRLIGI**

KAMILOV ASIL IKRAMOVICH

**TRAKTOR VA AVTOMOBILLAR
NAZARIYASI ASOSLARI**

5430100 - “Qishloq xo‘jaligini mexanizatsiyalash”, 5140900 - Kasbiy talim
“(5430100 - Qishloq xo‘jaligini mexanizatsiyalash)” va 5650300 - “Suv xo‘jaligi
va melioratsiya ishlarini mexanizatsiyalash” ta‘lim yo‘nalishidagi oliy o‘quv
yurtlari talabalariga o‘quv qo‘llanma sifatida tavsiya etilgan.

Toshkent – 2019

O‘quv qo‘llanma “Traktor va avtomobillar” fanidan 5630100 - Qishloq xo‘jaligini mexanizatsiyalash, 5140900 - Kasbiy talim (Qishloq xo‘jaligini mexanizatsiyalash) va 5650300 - Suv xo‘jaligi va melioratsiya ishlarini mexanizatsiyalash yo‘nalishida ta‘lim olayotgan bakalavrlarga mo‘ljallangan. O‘quv qo‘llanmadan magistrlar xam foydalanishlari mumkin.

Annotatsiya

Traktor va avtomobillarni nazariyasi asoslari fani mashinalarni foydalanish sifatlarini o‘rganadigan fanlardan biri bo‘lib, ushbu sifatlarga turli konstruktiv va foydalanish omillarini ta’sirini o‘rganish va tavsiflash masalalarini hal qiladi.

Mazkur o‘quv qo‘llanmada traktor va avtomobillarni foydalanish sifatlari va xususiyatlari keltirilib, ularga qanday ko‘rsatkichlar ta’sir qilishi hamda tuproqning fizik-mexanik xususiyatlarini ham ta’siri tahlil qilingan.

Mashinalarni yetakchi momenti va yurituvchi kuchlari tahlil qilinib, bu ko‘rsatkichlarga g‘ildirakni qanday sharoitda harakatlanishiga bog‘liqligi ko‘rib chiqilgan.

Traktorni biki g‘ildiragini kinematikasi o‘rganilib, traktorni umumiy harakatlanish sharoitida unga ta’sir qiluvchi kuch va momentlar tahlil qilinib, so‘ng old va orqa g‘ildiraklariga yer tomonidan ta’sir qiluvchi reaksiya kuchlari aniqlangan.

To‘rt g‘ildirakli yetakchi bo‘lgan traktorni tortish quvvat balansi tenglamasi tahlil qilinib, traktorni tortish FIK bir necha usul bilan aniqlash bog‘lanishlari keltirilgan va quvvat balansini potentsial tortish tavsifnomasi tushuntirilgan.

G‘ildirakli traktordan so‘ng zanjir tasmali traktorni umumiy dinamikasi yoritilgan, bu turdagi traktorlarni burilish kinematikasi, burilishiga qarshilik qiluvchi momenti va turg‘unlik shartlari keltirilgan.

Avtomobillarni tortish dinamikasi, dinamik tavsifnomasi, shig‘ov bilan harakatlanishi, yoqilg‘i tejamlorligi va burilish nazariyasi ham yoritilgan.

G'ildirakli traktor va avtomobillarni burilish usullari tahlil qilinib, boshqariluvchi g'ildiraklarni stabilizatsiyasi ko'rib chiqilib, ularni og'ishi, yaqinlashuvi hamda shkvorenlarini o'rnatilishi batafsil yoritilgan.

O'quv qo'llanmada g'ildirakli traktor va avtomobillarni bo'ylama va ko'ndalang turg'unliklari hamda o'tuvchanliklariga ham e'tibor berilgan. Har bir mavzu yakunida tegishli nazorat savollari keltirilgan.

O'quv qo'llanma yakunida tegishli ilovalar hamda foydalanilgan adabiyotlar ro'yxati keltirilgan.

Аннотация

Теория тракторов и автомобилей - одна из дисциплин, изучающих эксплуатационные качества машин. В её задачи входят: выбор и характеристика эксплуатационных качеств, исследование влияния оказываемого на них различными конструктивными и эксплуатационными факторами.

В соответствие с этим в данном учебном пособии рассматриваются законы движения тракторного агрегата, приведены эксплуатационные качества и свойства, сделан анализ влияния на эти качества факторов физико-механических свойств почвы.

Освещены вопросы воздействия на значение ведущего момента и движущей силы при движении трактора в различных условиях.

Изучена кинематика жёсткого колеса трактора, сделан анализ действующих сил и моментов на колёсный трактор, определены силы реакции почвы на ведущие и ведомые колёса трактора.

Освещена тяговая динамика тракторов со всеми ведущими колёсами, анализировано уравнение тягового и мощностного баланса, приведены несколько методов определения тягового КПД с анализом потенциальной тяговой характеристика.

Наряду с колёсными машинами приведена общая динамика гусеничного трактора, кинематика его поворота, момент сопротивления повороту и устойчивость движения гусеничных тракторов.

Рассмотрен вопрос тяговой динамики и топливной экономичности автомобиля, движение автомобиле с разгоном и теория поворота. Кроме того сделан анализ углов установка управляемых колёс с пояснениями развала, схождение и наклонов шкворней.

В учебном пособии приведены зависимости продольной и поперечной устойчивости и проходимости колёсных машин. В конце каждой темы приведены контрольные вопросы.

В конце учебного пособия приведены приложение и список использованной литературы.

Annotation

The Theory of tractors and automobiles is one of the disciplines that study the operational quality of machines. Its tasks include: selection and characterization of operational qualities, investigation of the influence of various constructive and operational factors on them.

In accordance with this, in this tutorial examines the laws of movement of the tractor unit, the performance characteristics and properties, the analysis of the impact on these qualities of factors of physical and mechanical properties of the soil.

The questions of influence on the value of the leading moment and driving force at Tractor movement in various conditions are covered.

The kinematics of rigid wheel of the tractor is Studied, the analysis of acting forces and moments on a wheeled tractor is made, forces of reaction of a soil on leading and driven wheels of the tractor are determined.

The traction dynamics of tractors with all leading wheels is Illuminated, the equation of traction and power balance is analyzed, several methods of

determination of traction efficiency with the analysis of potential traction characteristic are given.

Along with the wheel machines are the general dynamics of the tracked tractor, kinematics of its turn, the moment of resistance to rotation and stability of the movement of tracked tractors.

The issue of traction dynamics and fuel economy of the car, movement of the car with acceleration and the theory of rotation is considered. In Addition, the analysis of angles of the installation of steered wheels with explanations of camber, convergence and inclination of the pins is made.

In the tutorial the dependences of longitudinal and lateral stability and passability of wheel machines are given. At The end of each topic are the control questions.

At The end of the tutorial you'll find an application and a list of references.

Tuzuvchi: A.I.Kamilov TIQXMMI “Traktorlar va avtomobillar”
kafedrasi dotsenti.

Taqrizchilar: Q.A.Sharipov Toshkent shahridagi Turin politexnika
universiteti rektori, t.f.d., professor.
E.T.Farmonov “Mashinalardan foydalanish va
ta’irlash” kafedrasi dotsenti.

So‘z boshi

Ushbu o‘quv qo‘llanma 5630100 - “Qishloq xo‘jaligini mexanizatsiyalash”, 5140900 - Kasbiy ta‘lim (Qishloq xo‘jaligini mexanizatsiyalash) va 5650300 - “Suv xo‘jaligi va melioratsiya ishlarini mexanizatsiyalash” yo‘nalishlarida taxsil olayotgan bakalavrlarning Davlat ta‘lim standarti va O‘zbekiston Respublikasi Oliy va o‘rta maxsus ta‘lim vazirligi tasdiqlagan dasturi asosida yozilgan ishchi dastur mavzularini yoritadi.

O‘quv qo‘llanma tayyorlashda “Traktor va avtomobillar” fanining nazariya asoslari qismi bo‘yicha yozilgan darsliklardan, o‘quv qo‘llanmalardan, ushbu fan bo‘yicha uzoq vaqt davomida talabalarga saboq berib kelgan marxum A.N.Shafrin, X.X.Xayrullayevlar xamda akdemik darajasiga yetgan O.V.Lebedev kabi ustozlarni ma‘ruzalar matnlaridan, qolaversa ushbu fandan 50 yildan beri dars berib kelayotgan muallifni tajribasidan foydalanilgan.

Shu bilan birga muallif tayyorlangan o‘quv qo‘llanma xaqida fikr va muloxazalarni bildirgan xamkasblarga tashakkur izxor qiladi.

Muallif o‘quv qo‘llanma tayyorlashda katta amaliy yordam bergan kafedra mudiri dotsent M.O.Amonov va magistr M.O.Xolbo‘tayevlarga o‘z minnatdorchiligini bildiradi.

1-§. TRAKTOR VA AVTOMOBILLARNI FOYDALANISH SIFATLARI VA XUSUSIYATLARI

Qishloq xo‘jalik ishlab chiqarishda sodir bo‘lgan o‘zgarishlar barcha ishlarni o‘ta sifatli, eng qulay agrotexnik muddatlarda bajarishligini, ishga jalb qilinuvchi xodimlar sonini kamaytirishni taqazo qiladi.

Ushbu ishlarni amalga oshirish traktor va avtomobillarni ratsional ishlatishda quyidagi talablarga rioya qilinishi shart:

1. Ishlatilayotgan mashinalar ma‘lum foydalanish sifatlar va xususiyatlarga ega bo‘lishi kerak, shu jumladan: samaradorlik, turg‘unlik, ravonlik, o‘tuvchanlik, ta‘mirlashga qulaylik, ishonchlilik va hokazolar.

2. Ish jarayoniga qarab mashinaga tirkaladigan qishloq xo‘jalik mashinalarini qisqa vaqtda ulash va ajratish uchun moslamalar mavjudligi.

Traktorlarni foydalanish sifatleri asosiy uch guruxga bo‘linadi:

1. Traktorni ish sharoitida ma‘lum texnologik talablarga moslanuvchiligi yoki texnologik (agrotexnologik) sifatlar.

2. Agregatni (traktor + QXM) unumini va samarali ishlashini aniqlovchi sifatlar (texnik – iqtisodiy sifatlar).

3. Haydovchiga qulay ish sharoiti va xavfsizligini ta‘minlash sifatleri (umum texnik sifatlar).

Xususiyat – mashinani biron bir tomonini boshqa mashinani ushbu tomoni bilan o‘zaro taqqoslaganida aniqlangan ko‘rsatkichini tasniflaydi.

Sifat – mashinalarni umumiy (bir nechta) xususiyatlarini bir – biridan farqlanishini tasniflaydi.

Agrotexnik sifatlar - traktor va avtomobillarni asosan o‘tuvchanlik va boshqaruvchanligini aniqlovchi qator xususiyatlardan iborat. O‘tuvchanlik sifatini aniqlashda bir necha xususiyatlardan foydalaniladi shu jumladan tuproqqa ta‘sir qiladigan bosim, yetakchi g‘ildiraklar yoki zanjir tasmani shataksirashi, agrotexnik va yo‘l oraliq masofa, yuritkichlarni turi va konstruktiv omillar, mashinalarni gabarit o‘lchamlari e‘tiborga olinadi.

Texnik - iqtisodiy sifatlar - bajarilgan ishni tannarxidan aniqlanib quyidagi ko'rsatkichlardan iborat bo'ladi: yoqilg'i – moylash materiallar sarfi, haydovchini ish haqi, mashinalarga TXK va ta'mirlashga sarflangan mablag' va boshq.

Umum texnik sifatlar - asosan haydovchini ishlashiga va mashinani TXK qulayligiga, sanitar – gigiena hamda xavfsizlik shartlarini ta'minlashga qaratilgan.

Ma'lumki traktorni osma yoki tirkama qurollar bilan ishlaganida uning ish unumi ishlov berish kengligiga va agregatning o'rta ishchi tezligiga bog'liq. Undan tashqari agregatni ish unumiga haydovchini toliqqanligi ham ta'sir qiladi, bu ko'rsatkich esa traktorni va o'rindiqni resorlanganligiga, haydovchini atrof muhitdagi gaz, shovqin va changdan muhofazalanganligiga bog'liq bo'ladi.

Avtomobilni ish unumi tashilayotgan yuk massasiga yoki yo'lovchilar soni hamda o'rtacha harakatlanish tezligi bilan belgilanadi. Avtomobilni ish unumini integral ko'rsatkichi sifatida avtomobil – transport bilan tashish tannarxi qabul qilinadi.

Yuqorida qayd qilingan sifat va xususiyatlar 1 jadvalda keltirilgan.

Traktor va avtomobillarni foydalanish sifatleri va xususiyatlari hamda ularni o'lchagichlari

1-jadval

Asosiy foydalanish sifatleri	Foydalanish xususiyatlari	Foydalanish xususiyatlarni o'lchov birlikleri (ko'rsatkichlari)
1	2	3
Ish unumi	Mashinani energiyaga to'yinganligi	Dvigatel quvvatini mashina massasiga nisbati, $E=N_{dv}/m$
	Tortish - tishlashish	Tishlashish - φ , yumalashga qarshilik qiluvchi - f , shataksirash - δ koefitsientlari va yurish qismini FIK - $\eta_{yu.k}$
	Boshqaruvchanlik	Burilish radiusi – R; mashinani asosiy boshqarish mexanizmlarini avtomatlashtirish darajasi
	Turg'unlik	Bo'ylama va ko'ndalang cheklangan

		burchaklar - α_{lim} , burilishdagi kritik xarakat tezligi
	Shig'ov - tormozlash	Tezlanish yoki sekinlanish – j , shig'ov yoki tormozlanishda bosib o'tilgan yo'l – S va vaqt – t .
	Ishonchlilik	Belgilangan vaqt ichida bajarilgan ish jarayonida nosozliklar soni
	Ta'mirlashga yaroqliligi va qulayligi	Texnik xizmat ko'rsatish (TXK) davriyliligi, mashina tizimlarini nazorat qilish nuqta sonlari; diagnostika (tashxis) va saqlash
	Ergonomik	Shovqin, kabina ichidagi gazlanish va changlanish ko'rsatkichlari; boshqarish organlarini qulayligi va yengilligi.
Yoqilg'i tejamkorligi	Dvigatelni yoqilg'i tejamkorligi	Dvigatelni solishtirima yoqilg'i sarfi, ya'ni quvvat birligini bir soatda sarf qilgan yoqilg'ini grammdagi miqdori - g_e
	Mashina shakli, yo'lning holati va boshqalar.	100 km masofaga sarf qilingan yoqilg'i miqdori.
1	2	3
O'tuvchanlik	Ergonomik, Boshqaruvchanlik tortish - tishlashish	Yuqorida izoh berilgan
	Tortish – tishlashish	Yuqorida izoxlangan
	Tayanch	Yurish qismini tuproqqa bosimi
	Agroekologik	Tuproqning zichlanishi, yer bilan mashina orasidagi masofa va boshq.
	Konstruktiv – yo'l	Yer bilan mashina orasidagi masofa
	Buriluvchanlik	Burilish radiusi, tuproq yuzasini shikastlanish darajasi va boshq.

Traktor va avtomobillarning keltirilgan sifat va xususiyatlarini tasniflanishi shartli ravishda bir necha guruhlarga bo'lingan, chunki ular bir – birlari bilan uzviy

bogʻlangan boʻlib, ayrim xususiyatlar bir necha sifatga oʻz taʼsirini oʻtkazishi mumkin.

Nazorat savollari:

1. Traktor va avtomobillarni asosiy foydalanish sifatleri nimalardan iborat?
2. Mashinani sifati va xususiyatini farqini gapirib bering.
3. Mashinalarni yoqilgʻi tejamkorlik sifati nimalarga bogʻliq?
4. Mashinani ergonomik xusuiyati deganda nimalarni tushuniasiz?
5. Mashinani ish unumi deganda nimani tushunasiz?

2-§. TUPROQNING FIZIK – MEXANIK XUSUSIYATLARI

Har bir mashinani tortish – tishlashish xususiyatlari, turgʻunligi va boshqaruvchanligi yuritgichlarni yer bilan oʻzaro taʼsiri orqali aniqlanadi. Traktorlar uchun harakatlanish muhiti yer hisoblanadi, yerning yuqori qatlamini (0,2...0,5 m) tuproq tashkil etadi.

Traktorning yuritkichlarini tuproq bilan oʻzaro taʼsiri yerning quyidagi sifatlariga bogʻliq: strukturaviy va mexanik tarkibi, namligi, zichligi, siquvchi va siljituvchi yuklanishga qarshiligi.

Tuproqning strukturasi – tuproq asosan qattiq, suyuq, gazsimon va tirik qismlardan iborat. Ushbu qismlarning bir biriga nisbatan tarkibini oʻzgarishi tuproqning qattiq qismi turli oʻlchamdagi zarrachalardan iborat. Tuproqning strukturasi undagi organik qismlarning tirik jonlaridan, mikroorganik qismlarning soni va turlaridan, iqlimdan, tuproqqa ishlov berishda foydalanilayotgan mashinalar tizimiga va qoʻllanilayotgan texnologiyalarga, yerning zichlanish darajasiga va boshqa omillarga bogʻliq.

Yerning struktura tarkibi – struktura koeffitsienti bilan tavsiflanadi:

$$K_s = \frac{O'}{K + Y} \quad (2.1)$$

bunda: O' - 0,25 mm dan 10 mm gacha boʻlgan oʻrta oʻlchamli mikro agregatlar soni; K -0,25 mm dan kichik boʻlgan mikroagregatlar soni; Y -7...10 mm

boʻlgan yirik oʻlchamli mikroagregatlar soni. Struktura koeffitsienti – K-qanchalik katta boʻlsa tuproqning strukturasi ekinni rivojlanishi uchun shunchalik qulay boʻlishi aniqlangan, undan tashqari qishning sovuq haroratli kelishi tuproqning strukturasi yaxshi taʼsir koʻrsatishi ham aniqlangan.

Tuproqning zichligi – bu koʻrsatkich tuproqning mazkur holatdagi minerallar va gumuslar miqdorlarini foiz tarkibiga hamda agregat yurish qismini tuproqni zichlash darajasiga bogʻliq boʻladi.

Zichlikning maqbul aniq qiymati tuproqning holatiga va oʻsimlikning turiga bogʻliq.

Agar mashinalar tizimining yurish qismlari tuproqning zichligini maqbul qiymatidan oshiqroq zichlab yuborishi hosildorlikni kamayishiga olib keladi, undan tashqari tuproqning qarshiligi va ishlov berishga sarflangan quvvat miqdori ortadi. Shuning uchun tuproqning zichligi mashina yuritkichlarini tuproqqa taʼsir qiladigan eng katta va oʻrta bosimi orqali baholanadi.

Olimlar tadqiqotlar oʻtkazish natijasida oʻsimliklardan eng yuqori hosildorlik olish uchun maqbul zichlik miqdorini aniqlaganlar, bu zichlik 1,25...1,35 qamrovida boʻlishi lozim. Ammo boshlangʻich zichlik miqdori turli tarkibdagi tuproqlarda turlicha boʻlishi mumkin.

Tuproqning namligi deb – maʼlum hajmda olingan tuproq tarkibidagi suv massasini tuproqning umumiy massasi nisbatiga aytiladi. Bu koʻrsatkich foiz hisobida quyidagi formula bilan aniqlanadi:

$$W = \frac{m_{suv}}{m_{suv} + m_{tup}} \quad (2.2)$$

bunda m_{suv} - 50 sm³ xajmdagi tuproqni 100 . . . 110⁰C qizdirilganda bugʻlanib ketgan suv massasi; m_{tup} - suv bugʻlanib ketgandan soʻng tuproqda qolgan qattiq zarrachalar massasi.

Tuproqning absalyut namligi maʼlum hajmda olingan tuproqdagi suv massasini ushbu hajmda qolgan faqat quruq moddalar nisbatiga aytiladi:

$$A_w = \frac{m_{suv}}{m_{qur}} \quad (2.3)$$

Odatda tuproqlarning namligi 4...20% atrofida bo‘ladi. Sug‘oriladigan yerlarda tuproq namligi asosan sug‘orish me‘yori va davriyligiga bog‘liq bo‘ladi.

Tuproqning qattiqligi odatda plunjer turdagi maxsus asboblarni tuproqqa bosish jarayonidagi qarshiligini tavsiflaydi.

Xarakatlanayotgan agregatni yurish qismlarini ta‘siri natijasida tuproq zichlanadi va turli yo‘nalishda siljiydi. Buning natijasida yuklanish ta‘sir qilgan nuqtadan tuproqda xar tomonga va xar xil chuqurlikda maqbul va urunma kuchlanish maydonchalari hosil bo‘ladi. Mashinalarni qayd etilgan yuklamalarni yengish qobiliyati ularni yuritkichlarini tuproqda qoldirgan izlariga, yumalashga qarshilik qiluvchi kuchlariga va yetakchi qismlarining tuproq bilan tishlashish kuchiga bog‘liq bo‘ladi. Shuning uchun mashinani tortish – tishlashish qobiliyatiga ta‘sir qiladigan asosiy mexanik xususiyati – bu tuproqning siqilishiga va siljishiga qarshiligi hisoblanadi.

Tuproqning siljishga qarshiligi asosan tuproqning zarrachalarini ilashishi va ichki ishqalanishi orqali aniqlanadi.

Mashinani yuklanish bilan harakatlanganida uning yuritkichlarini tishlari tuproqni mashina harakatlanish yo‘nalishiga qarama – qarshi va burilganida esa yon tomonga qo‘zg‘atadi. Bunda yuritkich bilan tuproq o‘zaro ta‘sir qiluvchi yuzada qo‘zg‘atish va qirqish kuchlanishlari hosil bo‘ladi.

Mashina yuritkichlarini faqat tuproqni zichlaydi deb fikr yuritish mumkin emas, chunki shu vaqtni o‘zida yuritkichlarni shatakkirashi natijasida tuproqni strukturasi intensiv ravishda buziladi va chuqur iz paydo qiladi.

Yuritkichlarni tuproqqa salbiy ta‘sirini kamaytirish tadbirlarini quyidagicha izoxlash mumkin:

1. Texnologik tadbirlar – tuproqqa ishlov berish sonini kamaytirish, mashinalarni maqbul xarakatlanish marshrutlarini ishlab chiqish, kombinatsiyalangan va keng qamrovli agregatlar qo‘llash, texnikani ish jarayonini bajarish uchun doimiy yo‘l ajratish va boshqalar.

2. Agrotexnik tadbirlar – tuproqning zichlanishiga qarshilik qobiliyatini oshirish maqsadida maxalliy (organik) o‘g‘itlar berish, tuproqqa ishlov berishda

sifat ko'rsatkichlariga to'liq amal qilish va tuproqlarni qo'shimcha yumshatish agregatlarini tadbiq etish.

3. Konstruktiv tadbirlar – mashinalar yuritkichlarini takomillashtirish, undan tashqari agregatga qo'shimcha yumshatish moslamalar o'rnatish natijasida tuproqni o'ta zichlanishdan saqlash.

Nazorat savollari:

1. Tuproqning strukturaviy koeffitsienti nima bilan tavsiflanadi?
2. Tuproqning zichligini ta'riflang.
3. Tuproqning namligini aniqlash formulasini keltirib tushuntirib bering.
4. Tuproqning qattiqligi qanday aniqlanadi?
5. Yuritkichlarni tuproqqa salbiy ta'sirini kamaytirish tadbirlari nimalardan iborat?

3-§. TRAKTOR VA AVTOMOBILLAR G'ILDIRAKLARIGA O'RNATILADIGAN SHINALARNING FIZIK – MEXANIK XUSUSIYATLARI

Mashinalar g'ildiraklari pnevmatik shinalar bilan jixozlanganida ularning amortizatsiyalash qobiliyatlari tufayli tuproq yoki yo'l tomonidan mashina asosiga uzatilayotgan turtki va vibratsiyalar so'ndiriladi.

Vibratsiya energiyasi mashina xarakatlanish jarayonida shinadagi havoni siqilish ishiga xamda protektorlarni, breker va shina karkasini gisterezie bikrlilik ishiga aylanadi.

Shinaga tashqi normal, tangensial, yonlama va burchak yuklanish tasir qilishi natijasida u deformatsiyalanadi. Shunday qilib pnevmatik shina bilan jixozlangan g'ildirak – bu kuch va kinematik ko'rsatkichlar bilan tasniflaydigan hamda ma'lum FIK ga ega bo'lgan uzatish mexanizmi xisoblanadi.

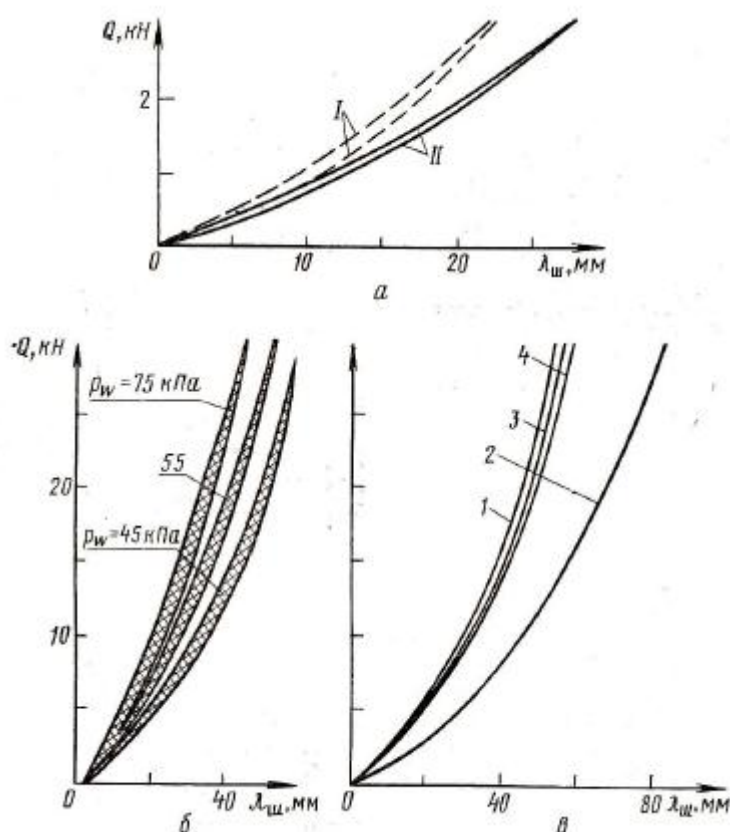
Pnevmatik g'ildirak bir tomondan mashina transmissiyasi, asosi, mashinani xarakatlanish yo'nalishini boshqarish organlari bilan, ikkinchi tomondan yo'l yoki tuproq tekisligi bilan bog'liq bo'ladi. Shuning uchun pnevmatik g'ildirak xususiyatlari mashinalarni quyidagi foydalanish sifatlari va xususiyatlariga ta'sir

qiladi, shu jumladan tortish – ilashish, yurish ravonligi, boshqaruvchanlik, turg'unlik va yoqilg'i tejamkorligi.

Pnevmatik shinning quyidagi asosiy xususiyatlari mavjud: gisterezis; tayanch – yuk ko'tarish; ilashish; yonlama surilishga qarshilik qilish va burchakli deformatsiya (burchak bikrligi).

Gisterezis xususiyatlari shina materiallarini ishqalanishiga (protektor, breker, karkas) va protektorni xarakatlanish tekisligi bilan ishqalanishiga sarflanagn yo'qotishlarni e'tiborga oladi.

Olimlar takidlashicha gisterezis yo'qotishlar shinning umumiy yumalash qarshilik yo'qotishlarga to'g'ri proporsional bo'ladi. Shuning uchun shina deformatsialangandagi gisterezis yo'qotishlar ishini pnevmatik g'ildirakni qattiq tekislikda yumalashiga qarshilik qiluvchi koeffitsientiga qarab aniqlanadi.



3.1-rasm. Pnevmatik shinalarning gisterezis tavsifnomalari.

a – I diogonal va II radial turlari bo'yicha; δ – shinadagi havo bosimi P_{sh} bo'yicha; b – yuklanish Q ni bir marta ta'sir qilganida va turli kuch va momentlar bilan yuklanganligida; 1 – normal kuch Q bilan yuklanganligida; 2 – yonlama kuch

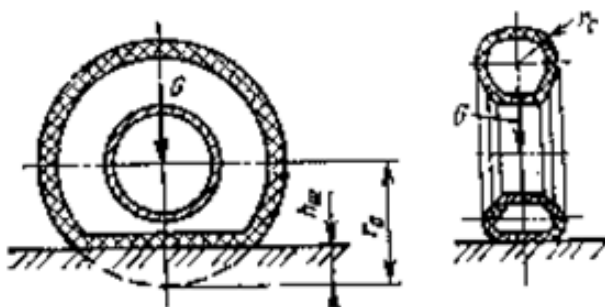
bilan yuklanganligida; 3 – burovchi moment bilan yuklanganligida; 4 – burchakli moment bilan yuklanganligida.

Olimlar tomonidan o‘tkazilgan sinovlar shuni ko‘rsatadiki agar bir vaqtni o‘zida shinaga radial yuklanish Q bilan birga xam yetakchi moment M_k , yonlama kuch Z va burchak momenti M_φ ta’sir qilsa gisterezis yo‘qotishlar ko‘payadi. Shuni e’tiborga olgan xolda pnevmatik shinani qattiq asosda yumalashiga, qarshilik qiluvchi koeffitsient quyidagicha aniqlanadi:

$$t_q = a_1 A_g + a_2 A_m + a_3 A_z + a_4 A_\psi \quad (3.1)$$

bunda a_1 – normal kuch Q ga, g‘ildirak radiusiga, shinani radial deformatsiyasi λ_{sh} ga bog‘liq proporsional koeffitsient; A_g , A_m , A_z va A_ψ shinaga yetakchi moment, M_k , yonlama kuch Z va burchak moment M_ψ ta’sir qilganida gisterezisga sarflangan ishlar; a_2 , a_3 , va a_4 – g‘ildirak radiusi, deformatsiya qiymati, yuklash tezligi va boshqa omillarga bog‘liq bo‘lgan proporsional koeffitsientlari.

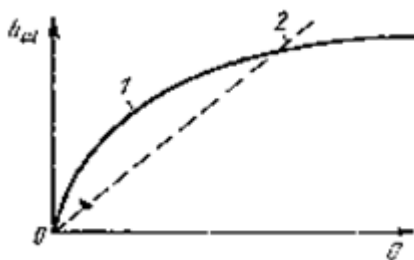
Koeffitsient t_q va A_r , A_m , A_z , A_ψ ishlar qiymatlari pnevmatik shina tuzilishiga, xususan kordlarni soni va joylashishiga, protektor qalinligiga va o‘lchamiga, shinadagi havo bosimiga bog‘liq bo‘ladi.



3.2-rasm. Normal yuklanish ta’sirida shinani deformatsiyalanishi.

Shinani deformatsiyalanishi g‘ildirak o‘qidan uning tayanch tekisligi bo‘lgan masofani, yuklama ta’sir qilmaydigan shinani erkin radiusi r_0 ga nisbatan h_{sh} masofaga kamayishiga aytiladi. Bu xolatda shina bilan tayanch tekisligi oralig‘ida kontakt yuzasi xosil bo‘ladi. Kontakt yuzasiga tuproq tomonidan normal reaksiya kuchlari ta’sir qiladi, ularning miqdori g‘ildirakka ta’sir qiluvchi normal

kuch bilan muvozzatlanadi (teng bo‘ladi). Shinaning profil balandligi yuklanish natijasida o‘zgarishi uning normal deformatsiyasi deb ataladi.



3.3-rasm. Shina deformatsiyalanishiga normal yuklanishni ta’siri.

1 – normal deformatsiya balandligi h_{sh} ni vertikal yuklanish G ta’sirida xaqiqiy o‘zgarish bog‘lanishi; 2 – h_{sh} ni vertikal yuklanish ta’siridagi taxminiy bog‘lanishi.

Normal deformatsiya balandligi h_{sh} bilan g‘ildirakka ta’sir qiluvchi vertikal yuklanish G orasidagi to‘g‘ridan – to‘g‘ri bog‘lanish mavjud emas. Yuklanish ortgan sari shinaning deformatsiyasi kamayib boradi.

Ammo traktor tomonidan g‘ildirakka ta’sir qiladigan xaqiqiy yuklanish G va h_{sh} orasidagi bog‘lanishni yetarli aniqlik darajasi bo‘yicha to‘g‘ri chiziqli bog‘lanish deb qabul qilsa bo‘ladi va Xaydekel formulasiga asoslanib quyidagicha yozish mumkin:

$$h_{sh} = \frac{G}{2\pi P_{sh} \sqrt{r_0 \cdot r_k}}; \quad (3.2)$$

bunda h_{sh} – shinadagi havo bosimi, МПа; r_0 – vertikal kuch ta’sir qolmaydigan (yuklanmagan) g‘ildirakni erkin radiusi; r_k – shinaning yumalash radiusi.

Keltirilgan bog‘lanishdan ko‘rinib turibdiki shinaning deformatsiyasi uning ichidagi havo bosimiga (bosim qanchalik kichik bo‘lsa, deformatsiya shunchalik katta bo‘ladi), r_0, r_k qiymatlari, shina xomashyo materialiga bog‘liq.

Ayrim xollarda $2\pi P_{sh} \sqrt{r_0 \cdot r_k}$ ni λ_H iborasi bilan almashtirib yoziladi va bikrlilik koeffitsienti deb ataladi:

$$h_{sh} = \frac{G}{\lambda_n}; \quad \lambda_n = \frac{G}{h_{sh}}; \quad (3.3)$$

Pnevmatik shinani aylana bo'yicha bukiluvchanligi radial yo'nalish bo'yicha bukiluvchanligiga nisbatan sezilarli ravishda kam bo'ladi. SHinaning aylana bo'yicha bukiluvchanligi asosan g'ildirakka ta'sir qiluvchi burovchi moment ta'sirida xosil bo'ladi. Shinani burovchi moment ta'sirida xosil bo'lgan deformatsiya qismi tangensial deformatsiya deb ataladi.

Tangensial bikrligi λ_τ deb shinaga uzatilayotgan burovchi momentni, ushbu moment ta'sirida shinani burchak bukilish nisbatiga aytiladi:

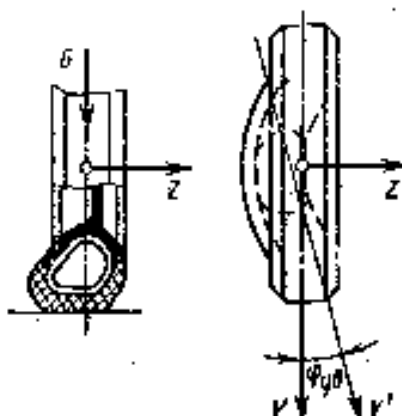
$$\lambda_\tau = \frac{M_k}{\varphi_{sh}}; \quad (3.4)$$

Shinani aylana bo'yicha deformatsiyasi g'ildirak radiusini kamaytiradi. Bu bog'lanish shunday ifodalanadi:

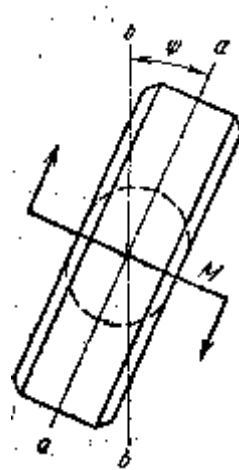
$$h_g = \frac{\xi \cdot M_k}{\lambda_\tau}; \quad (3.5)$$

bunda ξ – burovchi moment ta'sirida shina radiusi kamayishini e'tiborga oluvchi koeffitsient.

Mashinani boshqaruvchanligiga shinani yonlama bukiluvchanligi katta ta'sir qiladi. Agar radial kuch bilan yuklangan tik (vertikal) o'rnatilgan g'ildirakka (- rasm) yonlama kuch Z ta'sir qilsa, shinaning profili xamda uning er bilan kontakt shakli o'zgaradi



3.4-rasm. Shinaning yonlama surilish sxemasi.



3.5-rasm. Shinaning burchak deformatsiyasi.

Shina profilining shakli nafaqat kontakt balki undan tashqarida xam o'zgaradi. Bu omillar shinani surilishiga olib keladi va g'ildirak dastlabki xarakat yo'nalishidan φ_{uv} burchagiga o'zgarib xarakatlanadi. Ushbu φ_{uv} yonlama burchak surilishi deb ataladi. Yonlama surilishga qarshilik koeffitsienti quyidagicha aniqlanadi:

$$K_{uv} = \frac{Z}{\varphi_{uv}}; \quad (3.6)$$

Shinaning yonlama surilish (uvod) qarshiligiga quyidagi omillar ta'sir qiladi: shina konstruksiyasi, shina o'lchamlari va ichidagi havo bosimi, havo bosimi ortsa yonlama surilish qarshiligi xam ortadi.

Yonlama surilish qarshilik koeffitsientini aniqlash bo'yicha keltirilgan tenglamani faqat shinalarni yonlama sirpanishi bo'lmaganligida keltirish mumkin. Traktorlar shinalari surilish burchagi odatda $3...5^0$ ni tashkil qiladi. Agar φ_{uv} qiymati ushbu sondan kattaroq bo'lib ketsa shinalarni yonlama surilishi o'ta keskin oshib ketadi va shinalar sirpanib surilish xolatida xarakatlanadi.

Shunday qilib shinalarni yonlama surilishi pnevmatik g'ildirakni dastlabki xarakatlanish yo'nalishidan Z yonlama kuch ta'sirida φ_{uv} burchagi surilishiga aytiladi. Shunga e'tibor berish kerakki yonlama surilishda g'ildirakni xarakatlanish asosi bo'yicha yonlama sirpanish bo'lmasdan shinani deformatsiyasi mavjud bo'ladi.

Normal kuch bilan yuklangan g'ildirakka xarakatlanish tekisligiga paralel bo'lgan moment ta'sir qilganda shinani burchak deformatsiyasi xosil bo'ladi. Agar shina bilan yo'l orasidagi kontakt yuzasini o'rta B-B chizig'idan protektorning o'rta a – a chizig'i ψ burchakka o'zgarsa, shundagina burchak deformatsiyasi xosil bo'ladi. Shinaga ta'sir qilgan momentni ψ burchakka nisbatan, shinani burchak bikrligini tasniflaydi, yani

$$K\psi = \frac{M_k}{\psi}; \quad (3.7)$$

Shina bukiluvchanligi natijasida pnevmatik g'ildirak xarakatlanish yo'nalishidan protektor elementlari sirpanmasdan belgilangan miqdorda chetlashishi mumkin. Burovchi moment oshgan sari shinani sirpanishi boshlanadi va ψ burchagi keskin ortadi.

Pnevmatik shina turli deformatsiyalarga uchrashi tufayli uning radiusi birk g'ildirakka o'xshab ma'lum qiymatga ega bo'lmaydi. Olimlarni ma'lumotlariga ko'ra pnevmatik shina bilan jixozlangan g'ildirak quyidagi radiuslar bilan o'lchanishi mumkin: erkin r_0 , statik r_{st} , dinamik r_d va yumalash (kinematik) r_k

Erkin radius deb yuklanish tasir qilmaydigan g'ildirakni tashqi radiusiga aytiladi, masalan mashina g'ildiragini domkrat orqali tashqi tekisligidan ko'tarib qo'yib o'lchansa. Erkin radiusni o'lchami shina ichidagi havo bosimiga nisbatan bir oz o'zgarishi mumkin, ammo amalda uni o'zgarimas deb qabul qilsa bo'ladi.

Statik radius deb vertikal yuklama tasir qilib qo'zg'almay turgan pnevmatik shina bilan jixozlangan g'ildirak o'qidan uning tayanch tekisligigacha bo'lgan masofaga aytiladi. Bunda g'ildirakka tasir qilib turgan vertikal kuch miqdori, shinadagi havo bosimi va g'ildirak tayanch tekisligi tavsifnomasi aniqlanishi kerak. Shinaga tasir qiluvchi normal yuklanishni ortishi va shina ichidagi havo bosimini kamayishi statik radius miqdorini kamayishiga olib keladi.

Dinamik radius deb, xarakatlanayotgan g'ildirak o'qidan unga yer tomonidan keltirilgan teng ta'sir etuvchi reaksiya kuchini tashkil etuvchisigacha bo'lgan masofaga aytiladi. Agar g'ildirak qattiq yo'lda (yerda) kichik tezlikda iz

qoldirmay xarakatlansa dinamik radius taxminan statik radiusga teng deb olish mumkin, yani $r_d \approx r_{st}$

Yumalash (kinematik) radius deb, sirpanmasdan va toymasdan belgilangan burchak tezlik bilan xaqiqiy g'ildirakka teng ilgarilama tezlik bilan xarakatlanadigan g'ildirak radiusiga aytiladi. Yumalash radius g'ildirakni bir marta aylanganidagi bosib o'tgan yo'lni aniqlab beradi.

Yumalash radiusini g'ildirakni sirpanishi va toyishini xisobga olib taxminan quyidagicha aniqlash mumkin:

-yetaklanuvchi rejimda xarakatlanayotgan g'ildirakni yumalash radiusi

$$r_k = (r_0 - \frac{G}{\lambda_n})(1 + \nu); \quad (3.8)$$

-yetakchi rejimda xarakatlanayotgan g'ildirakni yumalash radiusi

$$r_k = (r_0 - \frac{G}{\lambda_n} - \xi \frac{M_k}{\lambda_g})(1 - \delta); \quad (3.9)$$

-tormozlanayotgan rejimda xarakatlanayotgan g'ildirakni yumalash radiusi

$$r_k = (r_0 - \frac{G}{\lambda_n} - \xi \frac{M_k}{\lambda_g})(1 + \delta); \quad (3.10)$$

bunda λ_n, λ_τ – mos ravishda normal va tangensal yo'nalishlardagi shinaning bikrligi; ν, δ – mos ravishda sirpanish va toyish (shataksirash) koeffitsientlari; ξ – shinaga burovchi momoent keltirilganida uning cho'kishini e'tiborga oluvchi koeffitsient, m/rad

Tenglamalarning o'ng tomonidagi birinchi qavsda keltirilgan a'zolar kuch bog'lanishlari, ikkinchi qavsda a'zolar – kinematik bog'lanishni ta'riflaydi.

Shinani mexanik xususiyatlariga, xususan uning ilashish sifatiga protektorlarning shakli sezilarli ravishda ta'sir qiladi. Ayniqsa bu omil yumshoq va tog'li sharoitda ishlayotgan traktorlarda muxim e'tiborga egadir. Yuqorida qayd qilingan fikrlarga ko'ra quyidagilarni aytish mumkin:

-yuritkichlar g'ildirak sxema bilan belgilanadi, unda birinchi raqam mashinani umumiy va ikkinchi raqam yetakchi g'ildiraklar sonini bildiradi, masalan $3 \times 2, 4 \times 2, 4 \times 4, 6 \times 4$;

-traktor asosi bilan o‘zaro ta’sir qilish xususiyati bo‘yicha yuritkichlar yetakchi, yetaklanuvchi va tormozlanuvchi bo‘lishi mumkin;

-shina bilan jixozlangan g‘ildiraklar radiusi o‘zgaruvchan bo‘ladi.

Nazorat savollari:

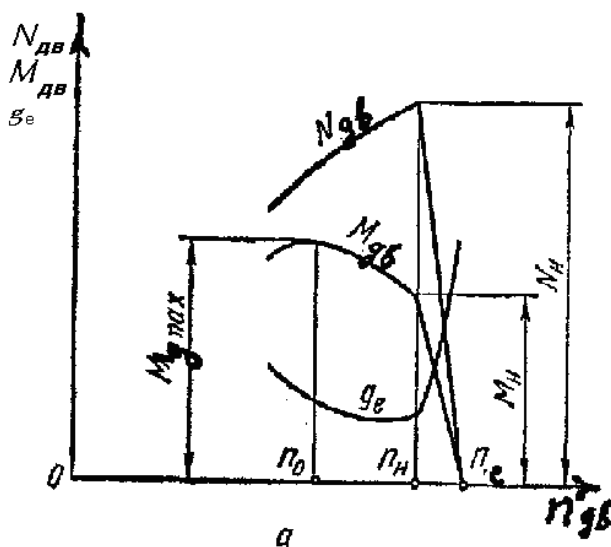
1. Shina nima sabablardan deformatsiyalanadi?
2. Gisterezis xususiyatlar nimalarni e’tiborga oladi?
3. Deformatsiya qanday omillarga bog‘liq?
4. Shinani tangensial bikrligi nimani bildiradi?
5. Shinani surilishi qachon, sirpanishi qachon sodir bo‘ladi?
6. Shinani bukiluvchanligi xarakatlanish yo‘nalishiga qanday ta’sir qiladi?
7. Shina bilan jixozlangan g‘ildiraklarni qanday radiuslari mavjud?

4-§. YETAKCHI MOMENT VA YURITUVCHI (URUNMA) KUCHNI «DVIGATEL» HAMDA «YURITKICHLAR» YORDAMIDA ANIQLASH

Traktor va avtomobillarda dvigatel kuch manbai bo‘lib, u hosil qilgan burovchi moment M_{dv} transmissiya orqali yetakchi g‘ildirak yoki yetakchi yulduzchaga uzatiladi. Bu jarayonda uzatilayotgan moment miqdori bir necha marta oshadi. Dvigatel burovchi momentini oshishiga transmissiyani uzatish soni i_t sababchi bo‘ladi.

Dvigatelni burovchi momenti dvigatel quvvati – va tirsakli valning aylanishlar chastotasiga nisbatan o‘zgaradi. Bu hol dvigatelni rostlash tavsifnomasidan yaqqol ko‘rinib turibdi.

Dvigatel tirsakli vali salt yurishda eng katta aylanishlar chastotasi bilan ishlaydi. Agar dvigatelga tashqi yuklama ta’sir etsa uning aylanishlar chastotasi kamaya boshlaydi, rostlagich esa bu holda nasos reykasini siljitib silindrlarga kiritilayotgan yoqilg‘i miqdorini oshiradi. Buning natijasida dvigatelni burovchi momenti va effektiv quvvati ko‘payib, shu vaqtni o‘zida dvigatelni bir oz kamaygan aylanishlar chastotasi yana oshishga harakat qiladi.



4.1-rasm. Avtotraktor dvigatellar tirsakli valining aylanishlar chastotasi funksiyasiga nisbatan qurilgan roslash tavsifnomasi.

N_n – dvigatelning nominal quvvati; M_n – dvigatelni nominal burovchi momenti; n_0 – eng katta miqdordagi momentga mos dvigatelni aylanishlar chastotasi; n_n – nominal aylanishlar chastotasi; n_s – dvigatel tirsakli valining salt aylanishidagi chastotasi.

Tavsifnomada dvigatelni effektiv quvvati N_{dv} , burovchi moment M_{dv} va solishtirma yoqilg‘i sarfi g_e keltirilgan.

Yoqilg‘i nasosning reykasini belgilangan masofagacha surilib bo‘lganidan so‘ng effektiv quvvat maksimal $N_{g \max}$ ga erishadi. Dvigatel roslagich zonasida ishlaganida hosil qilgan maksimal quvvat nominal quvvat deb ataladi va N_n belgi ostida qayd qilinadi. Quvvatni bu miqdoriga nominal burovchi moment M_n va nominal aylanishlar chastotasi n_n mos keladi. Tavsifnomadagi ayrima masofasi ($n_s - n_n$) - roslagichni notekis ishlash darajasiga bog‘liq.

Dvigatel tavsifnomasini n_s dan n_n gacha bo‘lgan aylanishlar chastota atrofida ishlashiga – tavsifnomani roslash tarmog‘i deb ataladi. Tavsifnomani N_e va M_{dv} egri chiziqlaridagi roslash tarmoqlari qiya to‘g‘ri chiziq shaklida ifodalanadi.

Tashqi qarshiliklar yanada ortishi dvigatelni o‘ta yuklanib ketishiga va dvigatel aylanishlar chastotasini keskin pasayishiga olib keladi. Dvigatel o‘ta yuklanish rejimida ishlaganida tavsifnomadagi roslash tarmog‘i ishtirok etmaydi.

Tavsifnomani n_n nuqtasidan chap tomonga joylashgan egri chiziq uchastkalariga o'ta yuklangan yoki rostlagich ta'sir qilmaydigan uchastka deyiladi.

O'ta yuklanish rejimida dvigatelni burovchi momentini avval bir oz ortishi, asosan korrektor ishlashiga bog'liq. Chunki dvigatelni aylanishlar chastotasi pasaygan sari korrektor silindrlarga forsunka orqali uzatilayotgan siklli yoqilg'i miqdorini birmuncha oshiradi.

Dvigatel n_o aylanish chastotasigacha pasayganida burovchi moment maksimal miqdor $M_{g \max}$ ga erishadi.

Aylanish chastota miqdori n_o dan ham kamaysa dvigatelni burovchi momenti, dvigatel ish jarayoni bajarilish shartlari yomonlashishi natijasida kamaya boshlaydi.

Tavsifnomani o'ta yuklanish uchastkasida effektiv quvvat N_{dv} egri chizig'i dvigatelni aylanish chastotasi kamaygan sari xamma vaqt pastga qarab yo'naladi. Aylanish chastotasi n_o dan chap tomonda joylashgan tavsifnoma uchastkasida burovchi momentni eng katta qiymati bo'lgan uchastkasi ishlab bo'lmaydigan qism deb hisoblanadi.

Ushbu uchastkada dvigatel barqaror ishlamaydi va yana ozgina qo'shimcha yuklanish ta'sirida o'chib qolishi mumkin.

Agar tavsifnomada effektiv quvvat N_{dv} egri chizig'i mavjud bo'lsa dvigatelni burovchi momenti ma'lum formula bo'yicha aniqlanadi:

$$M_{dv} = 9,55 \cdot 10^3 \frac{N_{dv}}{n_{dv}} \quad (4.1)$$

Dvigatelni burovchi momenti transmissiyadan yetakchi yuritkichlarga etib borguncha o'zgaradi, ya'ni bir necha marta oshiriladi.

Yuritkichlarga keltirilgan burovchi moment M_k ni miqdorini oshishi asosan transmissiyaning uzatish soni i_t ga bog'liq. Transmissiyaning uzatish soni aniqlash formulasi:

$$i_t = \frac{n_{dv}}{n_{g'}} \quad (4.2)$$

bunda $n_{g'}$ - yetakchi g'ildirak yoki yulduzchani aylanish soni.

Uzatish soni i_t ni fizik mohiyatini bilish uchun misol sifatida $i_t = 40$ bo'lsa, dvigatel tirsakli vali 40 marta aylanganida yetakchi yuritkich 1 marta aylanadi. Transmissiyada oshirilgan burovchi momentni bir qismi qaytarilmaydigan yo'qotishlarga sarf bo'ladi, yo'qotish miqdorini mexanik FIK η_m e'tiborga oladi.

Burovchi moment uzatilayotganida transmissiyani aylanuvchi detallarini (shesternyalarini) bir biriga ishqalanishi natijasida mexanik FIK aniqlash formulasi:

$$\eta_m = \eta_s^a \cdot \eta_k^b \quad (4.3)$$

bunda η_s – bir juft silindrsimon shesternyalarni ishqalanishi natijasida mexanik yo'qotishlarni e'tiborga oluvchi FIK, $\eta_s = 0,98$; η_k - bir juft konussimon shesternyalarni mexanik FIK, $\eta_k = 0,97$; a, b – burovchi momentni dvigateldan yetakchi yuritkichlarga uzatilayotganida bevosita ishtirok etuvchi silindrsimon va konussimon shesternyalarni juft sonlari.

Ushbu FIK ni yana bir yo'l bilan aniqlash formulasi mavjud:

$$\eta_m = \frac{M_k \cdot \omega_k}{M_{dv} \cdot \omega_{dv}} = \frac{M_k}{M_{dv} \cdot i_t} \quad (4.4)$$

bunda $\omega_{dv}/\omega_k = i_t$ –transmissiyaning uzatish soni.

“Dvigatel” bo'yicha yetakchi burovchi moment aniqlash formulasi:

$$M_k = M_{dv} \cdot i_t \cdot \eta_m \quad (4.5)$$

Tenglamadan ko'rinib turibdiki yetakchi g'ildirak yoki yulduzchaga keltirilgan burovchi moment birinchidan dvigatel hosil qilgan burovchi momentga, ikkinchidan transmissiyani uzatish soniga bog'liq bo'ladi. Qo'shilayotgan uzatma raqamiga qarab i_t miqdori turli qiymatga ega bo'ladi. Uzatma raqami qanchalik past bo'lsa (birinchi, ikkinchi) transmissiyaning uzatish soni miqdori shuncha katta bo'ladi va unga mos holda yetakchi moment qiymati katta songa ega bo'ladi.

Yetakchi momentni qiymatiga ta'sir ko'rsatadigan uchinchi omil – bu transmissiyaning mexanik FIK (η_m), u yuqorida ifodalangan.

Yetakchi momentni ushbu formula bo'yicha ham aniqlash mumkin:

$$M_k = P_k \cdot r_k \quad (4.6)$$

bunda P_k – dvigatel bo‘yicha aniqlangan urunma, yoki yurituvchi kuch, bu kuch yetakchi g‘ildirak bilan yer orasida paydo bo‘lib xarakatlanish vektori bilan bir tomonga yo‘nalgan bo‘ladi:

$$P_k = \eta_m \frac{M_{dv} \cdot i_t}{r_k}, \quad (4.7)$$

bunda r_k – yetakchi g‘ildirak yoki yulduzchani yumalash radiusi.

Ushbu formuladan ko‘rinib turibdiki yetakchi g‘ildirak bilan yer orasida hosil bo‘ladigan yurituvchi (urunma) kuch P_k hisoblanganida, qanday yer sharoitida xarakatlanishi e‘tiborga olinmagan va shu sababli traktorni foydalanish sifatlarini (tortish qobilyatini) to‘liq ifodalamaydi. Odatda “dvigatel orqali” aniqlangan bu kuch - traktorni tortish imkoniyatini ifodalaydi.

Traktorni aniq xarakatlanish er sharoitida qanday yuritish kuchni amalda foydalanaolishini bilish uchun ushbu formuladan foydalanish mumkin:

$$P_{k\varphi} = \lambda \cdot G \cdot \varphi \quad (4.8)$$

bunda $P_{k\varphi}$ -traktorni aniq yer sharoitida amalda ish bajaraoladigan yurituvchi kuchi; λ - traktorni umumiy og‘irligidan yetakchi g‘ildiraklarga ta’sir qiluvchi qismi, 4k4 g‘ildirak sxemada ishlaydigan va zanjir tasmali traktorlarda $\lambda=1$; G –traktorni og‘irligi; φ -aniq yer sharoitidagi tishlashish (ilashish) koeffitsienti (adabiyotdan olinadi).

Avval ishlab chiqarilgan mashinalarda o‘rnatilgan dvigatellar kam quvvatli bo‘lib ular orqali aniqlangan yurituvchi kuch P_k – miqdori “yuritkich bo‘yicha” aniqlangan yurituvchi kuch $P_{k\varphi}$ miqdoridan kam bo‘lgan. Shuning uchun ilmoqdagi qarshilik kuch o‘ta oshib ketsa yuritkichlar yaxshi yer sharoitda shataksiramadan dvigatel o‘chib qolardi. Buning sabablari: birinchidan og‘irligi katta bo‘lgan traktorga kam quvvatli dvigatellar o‘rnatilgan; ikkinchidan yer bilan yuritkich orasidagi tishlashish (ilashish) yetarli bo‘lib, yetakchi g‘ildiraklarni shataksirashiga yo‘l qo‘yilmaydi. Bunday xolat uchun traktorni yurituvchi kuchlar bo‘yicha shunday bog‘lanish yozish mumkin:

$$P_k < P_{k\phi} \quad (4.9)$$

Zamonaviy traktorlar energiyaga to‘yingan bo‘lib ularga yuqori quvvatli dvigatillar o‘rnatilib traktorni og‘irligi esa avval ishlab chiqarilgan traktorlardan juda oz farq qiladi. Yuqorida qayd qilingan sabablar uchun “dvigatel orqali” aniqlangan yurituvchi kuch P_k miqdori “yuritkich bo‘yicha” aniqlangan yurituvchi kuch $P_{k\phi}$ miqdoridan kattaroq bo‘ladi, shuning uchun:

$$P_k > P_{k\phi} \quad (4.10)$$

Bunday holatda agar traktorni ilmoqdagi qarshilik kuchi (yuklamasi) o‘ta oshib ketsa yuritkichlar shataksirab, dvigatel hosil qilgan yurituvchi kuch P_k dan traktor to‘liq miqdorda foydala olmaydi. “Dvigatel bo‘yicha” aniqlangan yuritish kuchi P_k dan yuritkichlar tomonidan foydalana oladigan yuritish kuchi $P_{k\phi}$ miqdorini oshirish uchun traktorga qo‘shimcha yuk (ballast) o‘rnatish yoki yuritkichlarni yer bilan bo‘lgan ilashma yuzasini oshirish (ikkita g‘ildirak o‘rnatish, shinalardagi bosimni pasaytirish, g‘ildiraklar ichiga havo o‘rniga suv bilan to‘ldirish) kabi tadbirlar o‘tkazish lozim.

Nazorat savollari:

1. “Dvigatel orqali” aniqlangan urinma kuch P_k “yuritkichlar orqali” aniqlangan urinma kuch $P_{k\phi}$ dan katta bo‘lsa nimalar sodir bo‘ladi?
2. “Dvigatel orqali” aniqlangan urinma kuch P_k “yuritkichlar orqali” aniqlangan urinma kuch $P_{k\phi}$ dan kam bo‘lsa nimalar sodir bo‘ladi?
3. Transmissiyani uzatish soni i_T nima va uning yuritkichdagi hosil bo‘lgan burovchi moment M_k ni miqdoriga qanday ta’sir qiladi?
4. Dvigatel aylanish chastotasi n_{dv} ni burovchi moment M_k va dvigatel quvvati N_{dv} ga ta’sirini aytib bering.

5-§. TURLI SHAROITDA YUMALAYOTGAN YETAKLANUVCHI G'ILDIRAKNI BAJARGAN ISHI

Shinalar bilan jixozlangan mashina g'ildiraklari quyidagi sharoitlarda yumalashi mumkin:

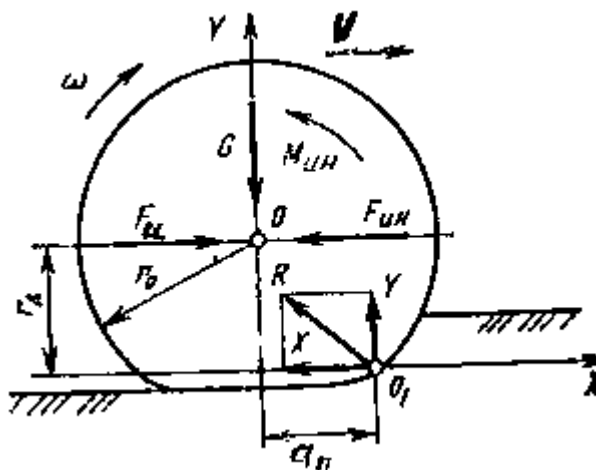
-shinalarni deformatsiyalanmaydigan (qattiq qoplamali) tekislikda yumalashi;

-shinalarni deformatsiyalanadigan (tabiiy tuproqda) tekislikda yumalashi.

Umumiy holatda g'ildirakni gorizontal deformatsiyalanadigan tekislikda xarakatlanishi ko'rib chiqiladi.

Yetaklanuvchi g'ildirak asosi tomonidan keltirilgan itaruvchi kuch F_t ta'sirida V-yo'nalishi bo'yicha bir holatdan ikkinchi xolatga siljiydi.

G'ildirakka vertikal kuch G_p ta'sir qiladi. Bu kuch ikki tashkil qiluvchidan iborat: mashina asosi tomonidan g'ildirak o'qiga keltirilgan vertikal yuklama va g'ildirakni og'irligi. G'ildirak notekis ko'chirma xarakatlanganida unga xarakatlanayotgan tekislikka parallel va xarakatlanish yo'nalishiga qarama-qarshi bo'lgan inersiya kuchi xosil bo'ladi.



5.1 - rasm. Shina bilan jixozlangan yetaklanuvchi g'ildirakka ta'sir qiluvchi kuch va momentlar sxemasi

Inersiya kuchining teng ta'sir etuvchisi F_{in} , massani tezlanishga ko'paytmasi bilan ifodalanadi:

$$a = \frac{dv}{dt} \quad (5.1)$$

Tuproq tomonidan g'ildirakni tayanch yuzasini Q_1 nuqtasiga teng ta'sir etuvchi reaksiya kuchi R ta'sir qiladi.

Tuproqning g'ildirakka teng ta'sir etuvchi kuchining gorizontalar X va vertikal U kuchlariga ajratiladi.

G'ildirakni tekis modeli uchun D.A.Lamber prinsipidan foydalanib quyidagi tenglamalarni yozish mumkin.

$$\sum X = 0; F_t = X + m \frac{dv}{dt} = X + F_{in} \quad (5.2)$$

$$\sum Y = 0; Y = G; \quad (5.3)$$

$$\sum M_o = 0; X \cdot r_g = Y \cdot a_p + u \frac{d\omega}{dt} = Y \cdot a_p + M_{in} \quad (5.4)$$

bunda r_g -g'ildirakni dinamik yumalash radiusi;

$Y_p \cdot a_p = G \cdot a_p$ -g'ildirakni yumalashiga qarshilik qiluvchi moment; a_p -reaksiya kuchini g'ildirakni vertikal o'qidan siljishi.

G'ildirakni gorizontalar tekislikda barqaror xarakatlanganida tenglamani quyidagicha yozish mumkin:

$$X \cdot r_g = G'_t \cdot r_g = M_{spr} \quad (5.5)$$

Traktor nazariyasi fanida M_{spr}/r_g nisbatini xarakatlanishiga qarshilik qiluvchi kuch deb aytiladi, agar xarakat barqarorlashgan bo'lsa $G'_{spr} = X$.

Yetaklanuvchi g'ildirakni gorizontalar tekislikda barqaror yumalaganida itaruvchi kuch G'_t ni yuklama G ga nisbati yumalashga qarshilik qiluvchi koeffitsient deb atalagan va f xarf belgilangan.

$$f = \frac{F_t}{G} = \frac{M_{spr}}{G \cdot r_g} = \frac{a_p}{r_g} \quad (5.6)$$

Aniqlangan qiymatlarni tenglamaga qo'yib hamda o'rtacha burchak tezligi ω ga ko'paytirilsa shularni yozish mumkin:

$$F_t \cdot r_g \cdot \omega = M_{spr} \cdot \omega + M_{in} \cdot \omega + F_{in} \cdot r_g \cdot \omega \quad (5.7)$$

Ko'paytma $r_g \cdot \omega$ ni nazariy ko'chirma tezlik V_n ga teng deb olinsa

$$F_t \cdot V_n = M_{spr} \cdot \omega + M_{in} \cdot \omega + F_{in} \cdot V_n \quad (5.8)$$

Ushbu tenglamaga asoslanib, agar g'ildirak gorizontal tekislikda notekis xarakterlanayotgan bo'lsa unda keltirilgan $F_t \cdot V_n$ quvvati quyidagi quvvatlar yig'indisiga teng bo'ladi:

$M_{spr} \cdot \omega$ -tuproqni deformatsiyalashga, g'ildirak to'g'ini bilan tuproqni ishqalanishiga, shinani deformatsiyalanishiga sarflangan quvvat;

$M_{in} \cdot \omega$ -g'ildirak atrofidagi nisbiy aylanma xarakteratni kinetik energiyaga aylantirish uchun sarflangan quvvat;

$F_{in} \cdot V_n$ -g'ildirakni ko'chirma ilgari lama xarakteratini kinetik energiyaga aylantirish uchun sarflangan quvvat.

G'ildirak gorizontal tekislikda barqaror xarakteratlanganida uni bajargan ishi quyidagi tenglama bilan ifodalanadi:

$$F_t \cdot V_n = M_{spr} \omega = X r_g \cdot \omega, \quad (5.9)$$

chunki quvvat asosan tuproqni deformatsiyalashga sarflanadi.

Agar pnevmatik shina bilan jixozlangan etaklanuvchi g'ildirak gorizontal deformatsiyalanadigan tekislikda xarakteratlansa ikki turdagi deformatsiya sodir bo'ladi: shinani va tuproqni. G'ildirakni yumalashiga qarshilik qiluvchi koeffitsient f tuproqdagi va shinadagi gisterezis yo'qotishlarni e'tiborga oluvchilardan iborat bo'ladi:

$$f = f_t + f_{sh}, \quad (5.10)$$

bunda f_t va f_{sh} -tuproqni ezish va pnevmatik shinani deformatsiyalanishi natijasida yo'qotishlarni e'tiborga oluvchi koeffitsientlar. Ma'lumki g'ildirakni yumalashidagi yo'qotishlarni umumiy balansida tuproqni deformatsiyalanishiga sarflangan quvvat shinani deformatsiyalashga sarflangan quvvatdan bir muncha ortiq. Shuning uchun taxlil qilinayotgan yumalash sharoitida xarakteratlanishga qarshilik qilayotgan qiymatni kamaytirish maqsadida tuproqni deformatsiyasini kamaytirish kerak, ya'ni yumalanayotgan yetaklanuvchi g'ildiraklarni tuproqda qoldirayotgan iz chuqurligini kamaytirish kerak.

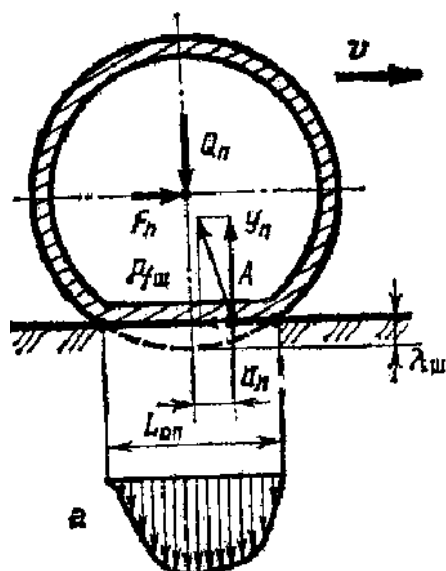
Shinani tuproqda qoldirayotgan izini chuqurligini kamaytirish yo‘llaridan biri, undagi havo bosimini kamaytirish orqali bajarish mumkin. Shuni aytib o‘tish kerakki shinadagi bosimni kamaytirish shinani o‘zidagi yo‘qotishlarni ortishiga olib keladi, ammo g‘ildirak xarakatlanishiga sarflangan yig‘indi qarshilik kamayadi. Shu sababdan traktorlarda past bosimli shinalar qo‘llaniladi. Ma’lum bo‘lishicha shinadagi havo bosimi turli yo‘l-dala xarakatlanish sharoitida g‘ildirakni yumalash qarshiligiga ta’sir qiladi. Barcha xarakatlanish sharoitlarida tuproqni va shinani yig‘indi yo‘qotishlari minimal bo‘lishligi uchun undagi havo bosimini xarakatlanish sharoitiga qarab o‘zgartirish kerak. Shu maqsadida ayrim yuqori o‘tuvchan avtomobillar shinadagi havo bosimi xarakatlanish davomida yo‘l sharoitiga qarab o‘zgartirish uchun maxsus moslamalar bilan jixozlangan.

Shinadgi bosim miqdorini tanlashda faqat g‘ildirakni yumalashiga qarshilikni e’tiborga olish noto‘g‘ri xisoblanadi, chunki o‘ta katta havo bosimi shinani egiluvchanlik fazilatini cheklaydi, juda kam bosim esa yuqori moment uzatilayotganida g‘ildirak to‘g‘inini shinaga nisbatan aylanib ketishiga olib keladi. Old yetaklanuvchi g‘ildiraklar shinalardagi havo bosimini kamaytirish traktorni boshqaruvchanligini yomonlashtiradi, shuning uchun yetaklanuvchi yo‘naltiruvchi g‘ildiraklar shinalaridagi havo bosimi nisbatan kattaroq bo‘lishi kerak.

Agar pnevmatik shina bilan jixozlangan yetaklanuvchi g‘ildirak gorizontal deformatsiyalanmaydigan tekislikda xarakatlansa yo‘lning g‘ildirakga ta’sir qiluvchi reaksiya kuchi R , g‘ildirak vertikal o‘qidan xarakatlanish yo‘nalishi tomoniga Q_p masofaga siljiydi. Shunda avval qabul qilingan xolatga ko‘ra quyidagiga tenglama qabul qilinadi:

$$Q_p + F_t + R = 0. \quad (5.11)$$

Agar pnevmatik shina ideal xususiyatlarga ega bo‘lganida uning aylanmasining bir qismini deformatsiyalashiga sarflangan energiya shina ezilgan shaklini qayta tiklayotganida bunga sarflangan energiya shinaning boshqa qismiga to‘liq qaytar edi. Shunda shinani elementlari o‘zini shaklini tiklayotganida avval deformatsiya xisobiga yiqqan energiya g‘ildirakni yo‘lga ta’sir qiladigan bosimni oshirib uni yumalashiga yordam beruvchi moment vujudga kelar edi.



5.2-rasm. Pnevmatik shina bilan jixozlangan yetaklanuvchi g'ildirakni qattiq tayanch yuzasida yumalaganida ta'sir qiluvchi kuchlar sxemasi.

Siljish sababini aniqlash maqsadida yo'lining g'ildirakka ta'sir qiluvchi kuch R ni ikki teng ta'sir qiluvchi normal Y_p va gorizontaal X_p larga ajratiladi. Yetaklanuvchi g'ildirakni X va Y o'qlariga nisbatan statik muvozanat shartlari quyidagicha yoziladi:

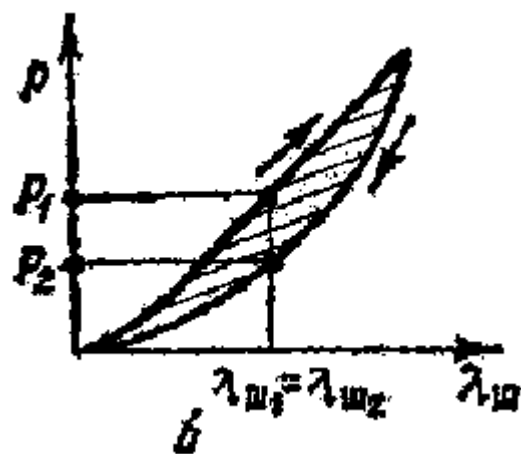
$$\sum X = 0 \rightarrow F_n = P_{fsh}$$

$$\sum Y = 0 \rightarrow Q_n = Y_n$$

$$\sum M_o = 0 \rightarrow P_{fsh} = Y_p \cdot a_p / r_g = f_{sh} \cdot Q_n \quad (5.12)$$

bunda: a_p/r_g -pnevmatik shinani qattiq tayanch yuzasida (deformatsiyalanmaydigan) yumalashiga qarshilik qiluvchi koeffitsient

Lekin amalda shina ichidagi va yo'lni kontakt yuzasidagi ishqalanishlar yo'qotishlari tufayli deformatsiyaga sarflangan energiyasi barchasi qaytmasdan issiqlikga aylanib tashqi muxitga tarqaladi. Shu sababli shinani yo'l bilan kontaktlanish yuzasini old qismidagi normal reaksiyasi orqa tomondagi normal reaksiya kuchlaridan kattaroq bo'ladi. Aytilgan fikrga ko'ra elastik shinani deformatsiyalanmaydigan tekislikda yumalaganida normal reaksiyalarni teng ta'sir qiluvchisi Y_p g'ildirakni vertikal o'qidan old tomonga a_p masofaga siljiydi.



5.3-rasm. Shinani deformatsiyalanmaydigan tekislikda yumalaganida hosil bo‘ladigan gisterezis sirtmog‘i.

Bosim epyurkasidan ko‘rinib turibdiki g‘ildirakni old qismidagi bosim R qiymati uning orqa tamonidagi bosim qiymatidan kattaroq.

Pnevmatik g‘ildirakni elastik gisterezis sirtmog‘i taxlil qilinganida shuni aytish mumkin-bir miqdordagi deformatsiyada, masalan $\lambda_{sh1}=\lambda_{sh2}$ da g‘ildirakni old va orqa qismlaridagi yo‘lga ta’sir qiluvchi P_1 va P_2 bosimlar miqdori turli qiymatlarga ega.

Shinadagi yo‘qotishlar qanchalik ko‘p bo‘lsa yo‘lning shinaga ta’sir qiluvchi reaksiya kuchining vertikal o‘qdan siljishining qiymati a_p shunchalik kattalashadi va shu bilan birga g‘ildirakning yumalashiga qarshilik qiluvchi moment $M_{fp}=Y_p \cdot a_p=Q_p \cdot a_p \cdot x_{am}$ kattalashadi. G‘ildirakni yumalashi uchun kerak bo‘lgan burovchi momentni bir juft kuchlar xosil qiladi: itaruvchi kuch f_i va yo‘lning shinaga ta’sir qiluvchi gorizontal reaksiya kuchi P_{fsh} . Gorizontal reaksiya kuchi asosan g‘ildirak bilan yo‘l orasida xosil bo‘ladigan ishqalanishlardan tashkil topgan.

Shinadagi yo‘qotishlariga quyidagi omillar sezilarli ta’sir qiladi: shinaning deformatsiyalanadigan elementlar massasi, shinaning bikrligi va undagi havo bosimi. Shinani deformatsiyalanishida qatnashayotgan massani ko‘paytirish, shinani ichki ishqalanishiga sarflanayotgan energiyani ko‘paytiradi. Shinadagi havo bosimini pasaytirish uning deformatsiyalanishini ko‘paytiradi va shaklini

qayta tiklanishiga sarflanayotgan vaqtni oshiradi, shu sababli qattiq qoplamali yoʻllarda shinani past bosimi bilan xarakatlanishi tavsiya qilinmaydi.

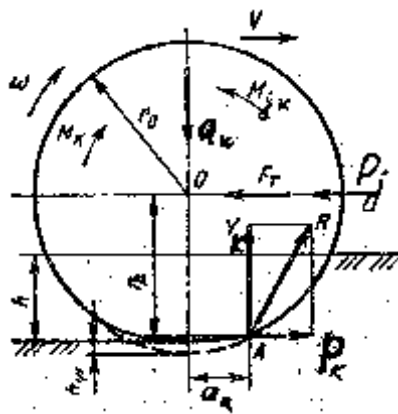
Nazorat savollari:

1. Shinalar qanday sharoitlarda yumalashi mumkin ?
2. Yetaklanuvchi gʻildirakka keltirilgan quvvat qanday quvvatlar yigʻindisiga teng?
3. Yetaklanuvchi gʻildirakni gorizontal tekislikda barqaror xarakatlanganida uni bajarilgan ishi qanday tengliklar bilan ifodalanadi?
4. Shinani tuproqda qoldirayotgan izini chuqurligini kamaytirishni qanday yoʻllarini bilasiz?
5. Gisterezis yoʻqotishlarga izox bering.

6-§.TURLI SHAROITDA YUMALAYOTGAN YETAKCHI GʻILDIRAKNING BAJARADIGAN ISHI

Yetakchi gʻildirakni gorizontal tekislikda deformatsiyalanadigan yerda yumalashi taxlil qilinadi.

Keltirilgan sxemaga koʻra gʻildirakni yumalashiga uning oʻqiga keltirilgan yetakchi moment M_k sababchi boʻladi.



6.1-rasm. Pnevmatik shina bilan jixozlangan yetakchi gʻildirakka taʼsir qiluvchi kuch va momentlar sxemasi.

M_k -yetakchi moment; M_{kj} – urinma kuchlarni inertsiya moment; P_k -yurituvchi kuch; R -tuproqning yetakchi gʻildirakka taʼsir qiluvchi reaksiya kuchi; Y -tuproqning yetakchi gʻildirakka taʼsir qiluvchi normal reaksiya kuchi; P_j -

inertsiya kuchi; F_T -reaktiv kuch; Q_k -mashinani og'irligidan yetakchi g'ildirakka ta'sir qiladigan vertikal yuklanish; V -xarakatlanish tezligi; ω -yetakchi g'ildirakni burchak tezligi; r_k - yumalash radiusi; r_o - erkin radius; a_k -yerning g'ildirakka ta'sir qiluvchi normal reaksiya kuchini, g'ildirakni vertical o'qidan siljishi; h - tuproqning deformatsiyalangan balandligi.

Mashina asosi tomonidan g'ildirakka F_T reaksiya kuchi ta'sir qiladi. Tuproqni reaksiya kuchi R g'ildirakni tayanch yuzasida joylashgan A nuqtasidan ta'sir qiladi.

G'ildirakni o'z o'qi atrofida notekis nisbiy xarakatlanganida urinma kuchlarni inertsiya moment M_{jk} xosil bo'ladi. Ushbu moment g'ildirakni geometric o'qiga nisbatan ta'sir qiladigan inertsiya momentini uni aylanma xarakatidagi burchak tezlanishi (sekinlanishi) ko'paytmasiga teng.

G'ildirakni notekis ko'chma xarakatida, tekislikka parallel va xarakatlanishiga qarshi yo'nalgan inertsiya kuchlari xosil bo'ladi. Inertsiya kuchlarni teng ta'sir etuvchi P_j kuchi g'ildirak massasini tezlanish qiymati ko'paytmasiga teng. $a = \frac{dv}{dt}$

Yerning teng ta'sir etuvchi reaksiya kuchlarini vertikal Y_k va gorizonta P_k tashkil etuvchilariga ajratiladi. Reaksiya kuchi R ni gorizonta tashkil etuvchisini mashinani yurituvchi kuchi deb xam ataladi.

G'ildirak xarakatlanganida tuproqning va shinaning deformatsiyalanishlari tufayli yerning vertical reaksiyasi Y_k uning o'qidan old tomonga a_k masofaga siljiydi. Avval yetaklanuvchi g'ildirakni yumalash jarayoni ko'rib chiqilganida, yer reaksiya kuchining gorizonta tashkil etuvchisi P_{pf} g'ildirak xarakatlanishga qarama-qarshi yo'nalgan bo'lib, g'ildirakni yumalashiga qarshilik etuvchi kuch edi, yetakchi g'ildirakda esa bu reaksiya kuchi P_k bo'lib, u xarakatlanish yo'nalishi bo'yicha ta'sir qilib mashinani yurituvchi yoki urinma tortish kuchi deb ataladi.

G'ildirakni tekis (yassi) modeli uchun D' Alamber prinsipidan foydalangan holda quyidagi tenglamalar tuziladi:

$$\sum X = 0$$

$$\sum Y = 0$$

$$\sum M_o = 0$$

$$P_k = F_T + m \frac{dV}{dT} = F_f + P_j \quad (6.1)$$

Agar $F_T = P_f$ g'ildirakning xarakatlanishiga qarshilik qiluvchi kuch bo'lsa, unda:

$$P_n = P_f + P_j$$

$$M_k = P_k \cdot r_g + Y_k \cdot a_k + M_{jk} = P_k \cdot r_g + M_{fk} + M_{jk} \quad (6.2)$$

bunda $Y_k \cdot a_k = Q_k \cdot a_k = M_{fk}$ - yetakchi g'ildirakni yumalashiga qarshilik qiluvchi moment;

M_{jk} – g'ildirakni notekis nisbiy xarakati tufayli xosil bo'ladigan urinma kuchlarni inertsiya moment. Agar xarakat o'zgaras bo'lsa $P_k = F_T$, shunda -, yani yetakchi g'ildirak o'qiga keltirilgan moment mashinani asosini itaruvchi qarshilik kuchlar va iz qoldirishga sarflangan qarshilik momentini yig'indisiga teng.

Ushbu tenglamani ikkala tomonini dinamik radius qiymatiga bo'linsa quyidagi ibora kelib chiqadi:

$$\frac{M_k}{r_g} = P_k + Q_k \frac{a_k}{r_g} + \frac{M_{kj}}{r_g} = F_T \quad (6.3)$$

Yetakchi g'ildirakni urinma tortish kuchini mashinani og'irligini ushbu g'ildirakka taqsimlangan qismiga nisbati ilashish koefitsienti deyiladi, ya'ni:

$$F_T = P_k = \varphi_{il} \cdot Q_k \quad (6.4)$$

Yetakchi g'ildirak tuproq muxitida xarakatlansa ilashish koefitsienti φ_{il} qiymati xamma vaqt bir sonidan kam bo'ladi, yani $\varphi_{il} < 1$.

Agar yetakchi g'ildirak deformatsiyalanadigan tekislikda xarakatlansa, quvvat balans quyidagicha aniqlanishi mumkin; buning uchun (.) tenglamani ikkala tomonini g'ildirakni burchak tezlik qiymati ω_k ga ko'paytiriladi:

$$M_k \cdot CO_k = P_k \cdot r_g \cdot CO_k + M_f \cdot CO_k + M_{jk} \cdot CO_k = F_k \cdot V_H \quad (6.5)$$

Ma'lumki yetakchi g'ildirakni tuproqda yumalashi xamma vaqt toyish (shataksirash) bilan birgalikda davom etadi, bu esa xaqiqiy tezlikni biroz kamayishiga olib keladi:

$$V_x = V_n(1-8); \quad (6.6)$$

bunda V_n -nazariy tezlik, bu tezlik $V_n = CO_k \Gamma_k$ teng bo'ladi; V_x -xaqiqiy tezlik.

Avvalda aytilganidek yetakchi g'ildirak quyidagi kuch va momentlar ta'sirida deformatsiyalanadi: mashina og'irligidan unga taqsimlangan normal og'irlik kuchi Q_k , reaksiya kuchi F_k va yetakchi moment M_k lar.

Pnevmatik shinani fizik mexanik xususiyatlaridan ma'lumki F_k kuch va M_k momentlarni ta'sirida shinani gisterezis yo'qotishlari ortadi, bu xol o'z navbatida yetakchi g'ildirakni yumalashiga qarshilik qiluvchi omillarni ko'payishiga olib keladi. Shinani gisterezis yo'qotishlari g'ildirakni yumalashiga qarshilik qiluvchi momentni paydo bo'lishiga sababchi bo'ladi. Odatda buy o'qotishlar yetakchi g'ildirakka dvigatel tomonidan keltiriladigan momentni bir qismi bilan kompensatsiyalanadi.

Yetakchi g'ildirakni statik muvozanat shartini yozish uchun quyidagi shartlar qabul qilinadi: tezlik o'zgarmas bo'ladi ($v = \text{const}$), xarakat gorizontal tekislikda sodir bo'ladi ($\alpha = 0$) xavo qarshilik kuchi e'tiborga olinmaydi ($P_w = 0$), shu munosabat bilan g'ildirakni yumalashiga qarshilik faqat shinani gisterezis yo'qotishlari tufayli xosil bo'ladi ya'ni:

$$\begin{aligned} \sum X = 0 \quad P_k - P_{fk} = F_k \quad \text{ёки} \quad P_k = F_k + P_{fk} \\ \sum Y = 0 \quad Q_k = Y_k \\ \sum M_o = 0 \quad M_k - Y_k \cdot a_k - (P_k - P_{fk}) \cdot r_g = 0 \end{aligned}$$

$$M_k = P_k \cdot r_d \text{ bo'lganligi uchun } P_{fk} = \frac{Q_k \cdot a_k}{r_g} = f_k \cdot Q_k; \quad (6.7)$$

$$\text{bunda:} \quad f_n = \frac{a_k}{r_g} = \frac{P_{fk}}{Q_k} \quad (6.8)$$

Yerning reaksiyasi Y_k ni g'ildirakni vertikal geometrik o'qidan siljish qiymati α_k avval aytilganidek Q_k , F_k va yetakchi moment M_k ga bog'liq bo'ladi, ya'ni pnevmatik shina deformatsiyalanish darajasi va turiga bog'liq, undan tashqari shina tayyorlanishda qo'llanadigan rezina xususiyatiga va konstruktsiyasiga xam bog'liq bo'ladi.

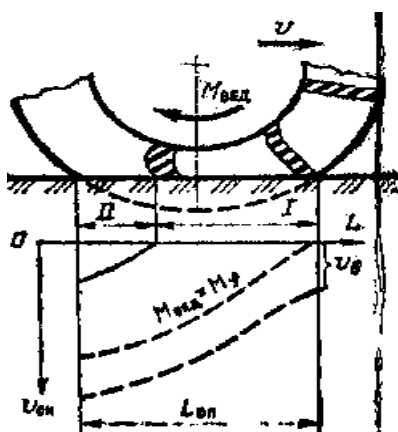
Olimlar tadqiqotlariga ko'ra 20 km\soat tezlikdan oshiq qiymatlarda α_k miqdoriga salmoqli ta'sir ko'rsatadi.

Dinamik radius r_d ni sinov yo'li bilan aniqlashda yetakchi g'ildirakni yumalashiga qarshilik qiluvchi kuch P_{fk} ni yetakchi moment M_k ga nisbatan quyidagicha aniqlash mumkin:

$$P_{fk} = \frac{M_k}{r_g} - F_k \quad (6.9)$$

Yetakchi g'ildirakni deformatsiyalanmaydigan tekislikda yumalashiga urinma kuch P_k ni xosil bo'lish jarayoni ko'rib chiqiladi. Ushbu jarayonni o'ziga xos xususiyati shundan iboratki burovchi moment M_k ni barcha miqdorlarida xam pnevmatik shinani elementlari kontakt izida yo'lga nisbatan sirpanmaydi.

Qattiq shishadan tayyorlangan tekislikda olimlar o'tkazilgan tajribalar shuni ko'rsatadiki yetakchi momentni ma'lum, $M_k = M_\varphi$ miqdorigacha kontakt izi ikki zona mavjud: I-zona, kattarog'i ilashish zonasi, va II-zona, kichikroq-sirpanish zonasi.



6.2-rasm Pnevmatik shinani deformatsiyalanmaydigan quruq tekislikda yumalaganida kontakt izida shakllangan ilashish va sirpanish zonalari.

V_c -deformatsiyalanmaydigan tekislikda L_{on} kontakt uzunligida yumalashda shina elementlarini sirpanish tezligi.

Ilashish zonasida tekislikka nisbatan shinani sirpanishi mavjud emas, sirpanish zonasida esa (shinani kontaktdan chiqishida), shina elementlari tekislikka nisbatan sirpana boshlaydi. Yetakchi moment M_k ni ko'payishi kontakt izida shinani tangensial deformatsiyasini oshishiga olib keladi, bu esa o'z navbatida yetakchi g'ildirakni dinamik radiusi r_d ni kamayishini quyidagi formula bilan ifodalanadi:

$$r_g = r_{CT} - \gamma_T \cdot M_k \quad (6.10)$$

bunda r_{CT} -yetakchi g'ildirakni static radiusi;

γ_T -g'ildirakni tangensial deformatsiyasi koefitsienti; M_k -yetakchi g'ildirakka keltirilgan yetakchi moment.

Yetakchi moment kattalashgan sari ilashish zonasi kamayib, sirpanish zonasi ko'payib boradi. Yetakchi moment M_k mazlum bir miqdor M_ϕ ga yetgandan so'ng kontakt izidagi shinani bacha elementlari turli tezliklar bilan sirpana boshlaydi. Sirpanish tezligining eng kichik miqdori A nuqtasida bo'ladi, bu nuqtada g'ildirakni qattiq asos bilan kontakt qila boshlaydi. Ushbu eng kichik tezlikni yetakchi g'ildirakning deformatsiyalanmaydigan asosdagi toyish tezligi deb ataladi.

Toyish (shataksirash)-bu shinaning kontakt izida xarakatlanishga qarama-qarshi yo'nalishdagi sirpanishga aytiladi. Shinani asosga (tekislikka) nisbatan toyishida g'ildirakning o'zini tezligi kamayadi, chunki shina xarakatlanish yo'nalishiga qarshi sirpanadi.

Yetakchi g'ildirakni toyish koeffitsienti quyidagicha aniqlanadi:

$$\delta = \frac{V_\delta}{V_H}; \quad (6.11)$$

Bunda V_n -yetakchi g'ildirak o'qini nazariy xarakatlanish tezligi

Yetakchi g'ildirak o'qini xaqiqiy tezligini ushbu formula bilan aniqlash mumkin:

$$V_x = V_n = V_b; \quad (6.12)$$

Yetakchi g'ildirakni yumalashida kinematik radius tushunchasi kiritilgan.

Nazariy mexanika fanida kinematik radius deb- yetakchi g'ildirakni burchak tezligi CO_κ ga teng aylanish soni bilan toyishsiz va sirpanmasdan V_x tezlik bilan yumalaydigan g'ildirakka aytiladi.

Xaqiqiy tezlikni aniqlash uchun quyidagilarni yozish mumkin:

$$r_{kin} \cdot CO_\kappa = V_n - V_b = V_n(1-\delta) = r_g \cdot CO_\kappa(1-\delta); \quad \text{bundan}$$

$$r_{kin} = r_g(1-\delta) = (r_{CT} - \gamma_T \cdot M_K)(1-\delta) \quad (6.13)$$

Xosil bo'lgan bog'lanish taxlil qilinadi. Agar $\delta=0$ bo'lsa $r_{kin}=r_d$ yani g'ildirak toyishsiz yumalaydi. Agar $\delta=1$ unda $r_{kin}=0$, g'ildirak aylanadi ammo joyidan siljimaydi, chunki $V_x=r_{kin} \cdot \omega=0$, Agar $0<\delta<1$ bo'lsa $r_{kin}=r_d(1-\delta)$ - g'ildirakda toyish mavjud bo'ladi, ammo uning o'qi $V_x=V_n(1-\delta)$ tezlik bilan xarakterlanadi.

Shunday qilib quruq, qattiq qoplamali yo'llarda yetakchi g'ildirakni toyishi quyidagicha amalga oshadi. Urinma yurituvchi kuch P_κ -g'ildirakni yo'l bilan tishlashish ishqalanish kuchi P_{tish} ning ma'lum miqdoridan kamroq bo'lsa ($P_\kappa < P_{tish}$) g'ildirakda toyish bo'lmaydi, dinamik radiusning kamayishi shinaning tangensial deformatsiyasi va shinani kontakt zonasidagi ayrim elementlarini qisman sirpanishi tufayli sodir bo'ladi. Burovchi momentni yanada ko'paytirilsa shina protektorlari yo'lga nisbatan intensiv sirpanishi boshlanadi, yani g'ildirakni toyishi sodir bo'ladi. Kinematik radius quyidagi qonuniyat bo'yicha o'zgaradi:

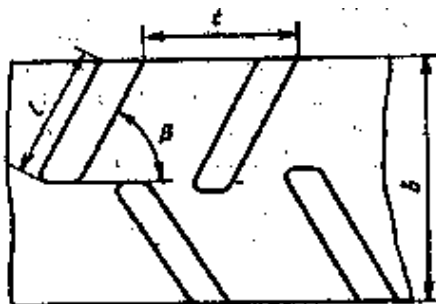
$$r_{kin} = r_g(1-\delta) \quad (6.14)$$

Pnevmatik yetakchi g'ildirakni deformatsiyalanadigan tuproqda yumalash jarayonida bajariladigan ishi.

Traktorning elastik g'ildiraklarini tuproq bilan yaxshi ilashishi uchun ularning protektorlari maxsus tishli qilib tayyorlanadi, ularni protektorlarini shina yuzasida joylatishi – rasmda ko'rsatilgan.

Yetakchi g'ildirak tuproq bilan o'zaro ta'sir qilganida shina yuzasi bilan tuproq orasida ishqalanish kuchlari, shina tishlari va tuproq orasidagi tayanch

kuchlari, tishlarni yon qirralari tuproq qatlamini qirqish uchun xosil bo'lgan kuchlar ta'sir etadi. Deformatsiyalanmaydigan yo'llarda ishqalanish kuchlari asosiy bo'lgan edi.

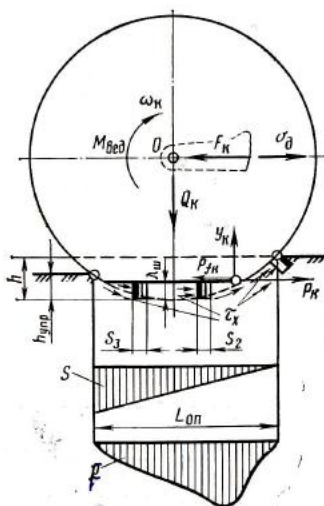


6.3-rasm. Shina yuzasida protektorlar tishlarini joylashishi.

Nazariya asosida shuni aytish mumkinki, yetakchi moment uzatilayotganida albatta g'ildirak toyishi kerak, buning oqibatida g'ildirak o'qi ma'lum masofa orqada qolib ketadi deb aytish mumkin.

Olimlar o'tkazgan tadqiqotlarga ko'ra tishli elastik g'ildirakni urinma tortish (yuritish) kuchi ishqalanish kuchlar va xar bir tish tuproqni surish va qirqishda xosil bo'lgan reaksiya kuchlar yig'indisiga teng.

Elastik pnevmatik g'ildirakni deformatsiyalanadigan tuproqda xarakatlanayotganida unga ta'sir qiluvchi kuch va momentlar – rasmda keltirilgan.



6.4-rasm. Yetakchi pnevmatik g'ildirak gorizontald deformatsiyalanadigan tuproqda o'zgarmas tezlik bilan xarakatlanayotganida ta'sir qiluvchi kuch va momentlar sxemasi.

Q_k – yetakchi g'ildirak o'qiga mashina og'irlik qismidan ta'sir qiluvchi normal yuklanish; F_k -mashina asosining reaksiya kuchi; M_k -yetakchi moment; R_k -urinma yoki yurituvchi kuch; P_{fk} -yetakchi g'ildirakni yumalashiga qarshilik qiluvchi kuch; Y_k -kontakt izida tuproqning normal reaksiyalarini g'ildirakka teng ta'sir etuvchi kuchi; CO_k va V_x g'ildirak o'qini burchak va chiziqli xaqiqiy xarakatlanish tezligi; h_δ -g'ildirak o'tib bo'lganidan so'ng tuproqning qayta tiklanadigan deformatsiyalangan chuqurlik qismi; λ_i – pnevmatik shinaning eng katta radial deformatsialanishi;

Yetakchi g'ildirakni deformatsiyalangan tuproqda yumalashida urinma (yurituvchi) kuch P_k -ni xosil bo'lish jarayoniga ta'siri ko'rib chiqiladi.

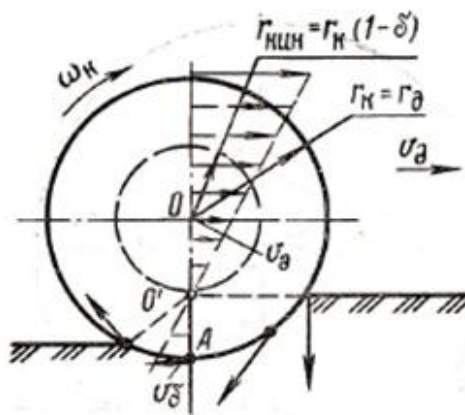
Urinma kuch P_k kontakt izi yuzasi F da xosil bo'lgan urinma kuchlanishlarni yig'indisiga teng bo'ladi, ya'ni;

$$P_k = \iint_F \tau_x \cdot dF \quad (6.15)$$

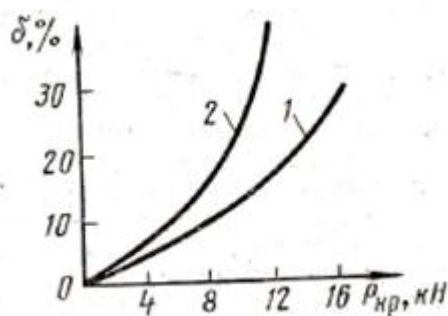
Keltirilgan iboradan ko'rinib turiptiki, ushbu kuch yetakchi g'ildirak tomonidan faqat uning S qiymatiga tuproqda va tuproq bilan birga sirpanganidagina xosil bo'lishi mumkin. Bunda yetakchi g'ildirak yerga nisbatan toyib xaqiqiy tezlik $V_x=r_{kin} \cdot \omega_k$ bilan xarakatlanadi. Ammo ushbu tezlik g'ildirakni pastki kontakt nuqtasi A dagi toyish tezligi V_δ qiymatiga nazariy tezlik $V_n=r_{kin} \cdot \omega_k$ miqdoridan kam tezlikda xarakatlanadi. Shuning uchun g'ildirakni toyish koeffitsienti quyidagi iboraga teng bo'ladi:

$$\delta = \frac{V_\delta}{V_n} = 1 - \frac{r_{kin}}{r_g} \quad (6.16)$$

Urinma tortish kuchidan tashqari yetakchi g'ildiraklarni toyishiga ularga ta'sir qiluvchi mashina va jixozlarni og'irlik qismi ta'sir qiladi. Buning sababi shuki, ular g'ildiraklarni xarakatlanish yuzasiga bosib turadi, bu o'z navbatida shinani tuproq bilan ilashishiga bevosita bog'liq bo'ladi. Shuning uchun xam yetakchi g'ildiraklarga ta'sir qiluvchi traktorni og'irlik qismi uni ilashish og'irligi deb atalib $Y_k = G_{il}$ deb belgilanadi.



6.5-rasm. Yetakchi g'ildirakni oniy aylanish markazi va ushbu markazga nisbatan g'ildirakni tezlik vektorlari.



6.6-rasm. Tuproqni turli fonlarida traktorni shataksirash egri chiziqdari.

1-ang'iz; 2-ekishga tayyorlangan dala;

Rasmdan ko'rinib turibdiki, iz yuzasini xar bir nuqtasi tuproq bilan kontaktda kirganidan to undan chiqqungacha uni turli tezlik bilan deformatsiyalaydi. Ushbu deformatsiyani miqdori va yo'nalishi oniy aylanish markazi O ni xolatidan xamda tuproqning izi va xususiyatiga bog'liq.

Shunday qilib urinma tortish kuchi P_K ni deformatsiyalanadigan tuproqda yetakchi pnevmatik g'ildirakni toyishidagina xosil qilishi mumkin, bu xolat shataksirash koeffitsienti bilan tavsiflanadi.

Yetakchi g'ildiraklarga P_K va G_{il} larni umuimiy ta'sirini aniqlash maqsadida toyishni ularga nisbati funktsiyasi deb faraz qilinadi, ya'ni $\frac{P_K}{G_{il}} = \lambda$, bu koeffitsientni ilashish og'irligidan foydalanish koeffitsienti deb ataladi.

Ilashish sharoitiga qarab ilashish koeffitsient miqdori noldan ($P_k=0$) maksimal qiymatigacha o'zgarishi mumkin, bu xolat ilashish og'irligi to'liq foydalanilganda xosil bo'ladi, ya'ni $P_k=P_{il}$ bo'lganida.

Koeffitsient λ_φ aniqlanishi qiyin bo'lganligi sababli, traktorni tortish sinovida yetakchi g'ildiraklar toyishini traktorni ilmog'idagi tortish kuchiga nisbatan aniqlanadi va bu bog'lanish $\delta=f(P_{il})$ egri chiziq bilan ifodalanadi. Bunda traktorni salt yurishida uning yetakchi g'ildiraklari toymaydi deb faraz qilinadi. Traktorni shataksirash egri chiziqlarni shakli tuproqni fizik mexanik xususiyatlaridan xamda traktorni konstruktiv parametrlariga bog'liq bo'ladi.

Rasmda ifodalangan ikki chiziqlar $\delta=f(P_{il})$ yetakchi g'ildiraklarni traktorni nisbatan qattiq ang'izda (I) va yumshoq ekishga tayyorlangan yerda o'tkazilgan sinovda olimlar tomonidan ifodalangan.

Ushbu ikki egri chiziqni dastlabki uchastkalari to'g'ri chiziqqa yaqinroqligi ko'rinib turibdiki, yani traktorni shataksirashi taxminan uning ikkalasudagi tortish kuchini oshishiga proporsional oshib boradi. Ilmoqdagi kuch yanada ko'proq oshirilganida traktorni shataksirashi intensivroq oshishiga olib kelishi ko'rinib turibdi, ayniqsa bu holat yumshoqroq yerda keskin keskin va barvaqtroq boshlanishi kuzatilayapti.

Tajriba jarayonida shataksirash koeffitsientini aniqlash uchun traktorni yetakchi g'ildiraklarini kinematik r_{kin} va dinamik (nazariy) r_d yumalash radiuslarini aniqlash lozim. Yetakchi g'ildiraklarni kinematik yumalash radiusini aniqlash uchun ilmoqdagi belgilangan yuklanish bilan, aniq bir xarakatlanish sharoitida avval o'lchab qo'yilgan L_o masofada yetakchi g'ildiraklarni aylanish chastatasi o'lchanadi. Undan so'ng quyidagi formula orqali kinematik yumalash radius aniqlanadi:

$$L_o = 2\pi \cdot n_{ish}; \quad r_{kin} = \frac{L_o}{2\pi \cdot n_{ish}} \quad (6.17)$$

Dinamik (nazariy) yumalash radiusini o'lchash qiyin bo'lganligi uchun, chunki yetakchi g'ildirakni toyishsiz xarakatlanishi mumkin emasligi, xamda unga ta'sir qiluvchi normal yuklanishini ish jarayonida bir xil bo'lmasligi tufayli.

Shuning uchun dinamik radiusni taxminan aniqlash uslubi belgilangan, bunda quyidagi yo'l qo'yilgan shartlar mavjud:

1) Traktorni gorizont tekislik uchastkasida barqarorlashgan salt yurish rejimida yetakchi g'ildiraklar toymaydi deb faraz qilinadi;

2) Ma'lum tuproq sharoitida dinamik radius doimiy qiymatga ega bo'lib, ilmoqdagi kuchlanish va boshqa xarakteristik omillariga bog'liq bo'lmaydi;

Ushbu yo'l qo'yilgan shartlarni e'tiborga olgan xolda dinamik radiusini aniqlash uchun traktorni salt xarakteristikida avval o'lchab qo'yilgan uchastka uzunligida yetakchi g'ildiraklarni o'tishi uchun ularni aylanish chastatasi o'lchanadi va quyidagi bog'lanishlar yoziladi:

$$L_o = 2\pi \cdot r_d \cdot n_{salt} \quad r_d = \frac{L_o}{2\pi \cdot n_{salt}} \quad (6.18)$$

Traktorni yuklanish bilan ishlaganida yetakchi g'ildiraklar toyishi natijasida ular bir marta aylanganida salt yurishdagi aylanishga nisbatan kamroq yo'lni bosib o'tadi, ya'ni $n_{ish} > n_{salt}$.

Kinematik r_{kin} va dinamik r_d radiuslar aniqlanganidan so'ng shataksirash koeffitsienti aniqlanadi.

$$\delta = 1 - \frac{r_{kin}}{r_d} = \left(1 - \frac{n_{salt}}{n_{ish}}\right) \cdot 100\% \quad (6.19)$$

Yetakchi g'ildiraklarni toyishi traktor va atomobillarni agrotexnik va texnik-iqtisodiy ko'rsatkichlarga salbiy ta'sir qiladi. Maqbul foydalanish sharoitlari yetakchi g'ildiraklarning toyishi belgilangan chegaradan oshmasligi kerak. Olimlarni tadqiqotlariga ko'ra yetakchi g'ildiraklarni toyishi qattiq yerlarda 15...18% dan, yumshoq yerlarda esa 25...30% dan oshmasligi kerak.

Shunday qilib yetakchi g'ildiraklardagi momentni urinma tortish kuchiga aylantirish jarayonida ushbu g'ildirakni yumalashiga qarshilik qiluvchi P_{fk} kuchni yengishga xamda traktorni shataksirash natijasida uning tezligi kamayishi kabi yo'qotishlar xosil bo'ladi. Ushbu yo'qotishlarni yetakchi g'ildiraklarni FIK bilan baxolanadi. Bu koeffitsient mashina ramasiga (asosiga) keltirilayotgan moment nisbatiga teng bo'ladi.

Yetakchi g'ildirak o'qiga keltirilayotgan quvvat quyidagicha aniqlanadi:

$$N_{kel} = M_K \cdot CO_K \quad (6.20)$$

Shunday qilib, yetakchi g'ildiraklarga uzatilayotgan foydali quvvat quyidagicha aniqlanadi:

$$N_{kel} = (P_k - P_{fk})(V_n - V_x)$$

Avval aniqlangan bog'lanishlar : $V_n = CO_k \cdot r_d$; $M_k = P_k \cdot r_k$; $P_{fk} = f_k \cdot G_k$;
 $P_k = \varphi_{ul} \cdot G_{ul}$ dan foydalangan xolda yetakchi g'ildirakni FIK aniqlanadi:

$$\eta_k = (1 - \frac{f_k}{\varphi_{il}})(1 - \delta) = \eta_f \cdot \eta_\delta \quad (6.21)$$

Yetakchi g'ildiraklarning FIK ni oshirish uchun g'ildirakni yumalashiga qarshilik qiluvchi koeffitsient f_k ni va shataksirash FIK η_δ larni kamaytirish kerak bo'lsa, ilashish koeffitsienti φ_{ul} ni esa oshirish lozim.

Bu koeffitsientlar yetakchi g'ildirakka yer tomonidan ta'sir qiluvchi reaksiya kuchi Y_k ga xam bog'liq.

Nazorat savollari:

1. Qanday g'ildiraklarga yetakchi deyiladi?
2. Yetakchi g'ildirak qanday bo'lishi va qanday sharoitlarda yumalashi mumkin?
3. Yetakchi g'ildirakni shataksirashi deb nimaga aytiladi?
4. Kinematik va dinamik radiuslarni bir-biridan qanday farq qiladi?
5. Yetakchi g'ildirak quruq va qattiq qoplamali yerlarda xarakatlanganida shataksirash jarayoni nimalarga bog'liq?
6. Yetakchi g'ildirak yumshoq tuproqda xarakatlanganida?
7. Yetakchi g'ildirakni FIK ni shirish uchun nimalar qilish kerak?

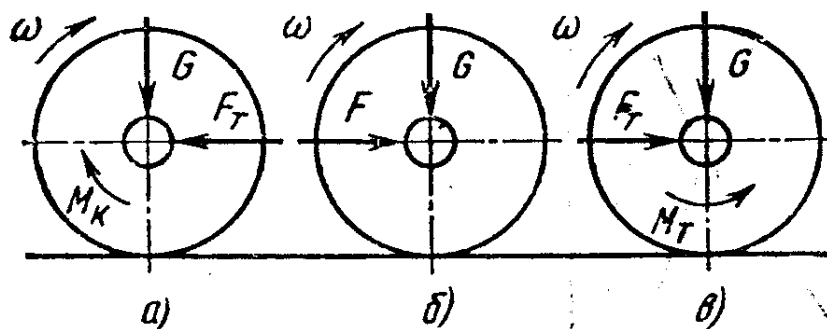
7-§. G'ILDIRAKLI TRAKTORNI UMUMIY DINAMIKASI

Yuritkich mashinani tuproq bilan o'zaro ta'sir qiluvchi qismi bo'lib u dvigatel energiyasini foydali ishga aylantirib mashinani xarakatlanishini va boshqarishini ta'minlaydi.

Mashinalarni umumiy g'ildiraklar hamda yetakchi g'ildiraklar sonini ifodalovchi ibora – g'ildirak sxema deb ataladi. Masalan TTZ 80.11 rusumli uch g'ildirakli traktorni g'ildirak sxemasi 3K2 deb yoziladi. ZIL - 130 avtomobilini g'ildirak sxemasi - 4x2, "Niva" rusumli avtomobilni g'ildirak sxemasi 4x4.

G'ildiraklarni yumalash shartlari bir tomondan traktor ramasi, kuch uzatma va yurish qismi bilan, ikkinchi tomondan esa harakatlanish tekisligi bilan o'zaro ta'siri orqali aniqlanadi.

G'ildirak o'qiga ta'sir qiluvchi kuchni ikki tashkil qiluvchi kuchlarga ajratish mumkin: birinchisi G – xarakatlanish tekisligiga perpendikulyar; ikkinchisi – ushbu tekislikka parallel yo'nalgan kuch – F .



7.1– rasm. G'ildirakka ta'sir qiluvchi kuch va momentlar sxemasi.

a-yetakchi g'ildirak; b-etaklanuvchi g'ildirak; v-tormozlanuvchi g'ildirak.

Kuch uzatma tomonidan ta'sir qiluvchi moment M_k va g'ildirakni aylanishi bir tomonga yo'nalgan bo'lsa – bunday g'ildiraklar yetakchi deb ataladi.

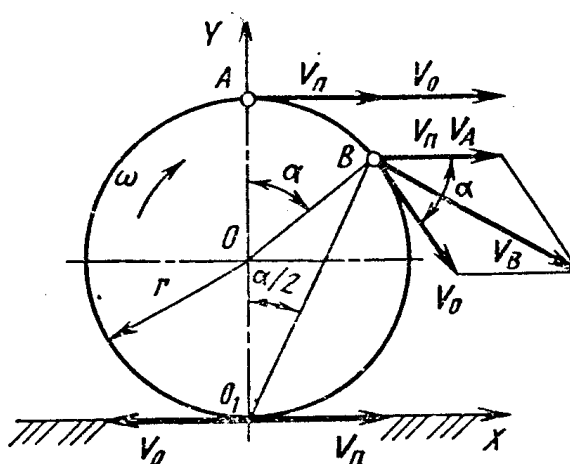
Agar g'ildirak gupchagiga keltirilgan moment nolga teng bo'lib uni aylantirish uchun itaruvchi kuch F_i ta'sir qilsa bunday g'ildiraklar yetaklanuvchi deyiladi.

G'ildiraklarni yumalash kinematikasi

Ushbu mavzuni yoritishdan avval g'ildirak va yumalash yuzasi mutloq biki deb faraz qilinadi. Bu holda g'ildirak gardishi va yumalash yuzasi O_1 nuqtadan o'tadigan tekislik bo'yicha ilashadi.

G'ildirakni yumalash sharoitlariga qarab uning oniy aylanish o'qi turli holatda joylashishi mumkin.

Agar oniy aylanish o'qi O_1 nuqtasida joylashgan bo'lsa, g'ildirakning tayanch yuzasi cheksiz kichik vaqt davomida qo'zg'almas holatda qoladi va gubchakning O_1 nuqtadagi absalyut tezligi nolga teng bo'ladi.



7.2 - rasm. Biki g'ildirakni yumalash kinematikasi

O – g'ildirakni geometrik o'qi; O_1 – oniy aylanish o'qi; ω - burchak tezligi; r - g'ildirak to'g'inining radiusi; v_p – g'ildirak to'g'inini ko'chirma – ilgarilama tezlik xarakatining vektori; v_0 – nisbiy xarakatning tezlik vektori; v_A – A nuqtadagi yig'indi tezlik vektori; v_B – B nuqtadagi yig'indi tezlik vektori.

Agar oniy aylanish o'qi O_1 nuqtadan pastroqda joylashgan bo'lsa, tayanch yuzasi mashinaning xarakatlash yo'nalishiga qarshi yo'nalishda siljiydi bunday siljish sirpanish deb ataladi.

Agar oniy aylanish o'qi O_1 nuqtadan yuqoriroqda joylashsa g'ildirakning tayanch yuzasi traktorning xarakat yo'nalishiga qarama – qarshi siljiydi – bunday siljish shataksirash deb ataladi.

G'ildirak sirpanmasdan va shataksirasdan yumalaydi deb faraz qilinsa, ya'ni g'ildirakning oniy aylanish o'qi uning tayanch chizig'i bilan O_1 nuqtada

kesishsa g'ildirak oniy aylanish o'qi O_1 atrofida ω burchak tezligi bilan yumalashini ikkita kuchga ajratish mumkin – ko'chirma ilgarilama V_p va nisbiy aylanma V_o xarakatlarga. Bunda ko'chirma ilgarilama tezlik g'ildirakni burchak tezligi ω ni g'ildirak to'g'inining radiusi ko'paytmasiga teng; nisbiy aylanma tezlik esa geometrik o'q O atrofida burchak tezlik ω bilan xarakatlanishga aytiladi.

Yig'indi tezlik O_1 nuqtada nolga teng, chunki g'ildirak to'g'inidagi nuqtani aylanish o'qi O_1 da joylashgan bo'ladi.

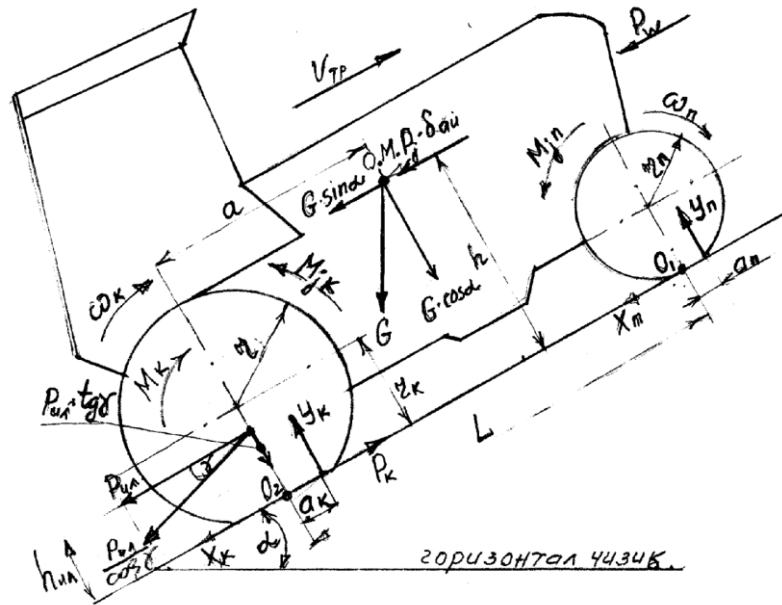
G'ildiraklar quyidagi xarakatlanish sharoitlarida yumalashi mumkin:

1. Birk g'ildirakni deformatsiyalanadigan tuproqda yumalashi.
2. Elastik g'ildirakni deformatsiyalanmaydigan (qattiq) tekislikda yumalashi.
3. Elastik (eziluvchan) g'ildirakni deformatsiyalanadigan (yumshoq) tuproqda yumalashi.

G'ildirakli traktor bo'ylama tekislikda o'zgaruvchan tezlik bilan foydali ish bajarib harakatlanganida unga tashqi kuch va momentlar ta'sir qilishi 4 rasmda keltirilgan.

$O.M$ – traktorning og'irlik markaz nuqtasi; G , $G \cdot \sin \alpha$, $G \cdot \cos \alpha$, – traktorning og'irligi va uni tashkil etuvchilari;

Y_k , Y_p – tuproqning yetakchi va yetaklanuvchi g'ildiraklarga ta'sir qiluvchi reaksiya kuchlari; P_k – yetakchi g'ildirak va tuproq orasida hosil bo'ladigan urunma yoki traktorni yurituvchi kuchi; $P_j \cdot \delta_{ayl}$ – notekis xarakatlanish natijasida hosil bo'ladigan traktorni ilgarilama xarakatlanuvchi va aylanuvchi massalarini inersiya kuchlarini yig'indisi; P_{il} – traktor ilmog'idagi tortish kuchi; $P_{il} \cdot \operatorname{tg} \gamma$, $P_{il} / \operatorname{sos} \gamma$ - tortish kuchini tashkil etuvchilari; P_w – traktorni old yuzasiga ta'sir qiluvchi havo qarshilik kuchi;



7.3 - rasm. G'ildirakli traktor bo'ylama tekislikda balandlikka tirkama bilan o'zgaruvchan tezlikda xarakatlanganda unga ta'sir qiluvchi kuch va momentlar.

X_k, X_p – yetakchi va yetaklanuvchi g'ildiraklarni yumalashiga qarshilik qiluvchi kuchlar; v – traktorning tezligi; ω_k, ω_p – yetakchi va yetaklanuvchi g'ildiraklarni burchak tezliklari; M_{jk}, M_{jp} – yetakchi va yetaklanuvchi g'ildiraklarni notekis aylanishi natijasida hosil bo'ladigan urunma kuchlarni inersiya momentlari; a, h – og'irlik markaz nuqtasining gorizonta va vertikal koordinatalari; L – traktorning bo'ylama bazasi;

α – yerning balandlik burchagi; h_{il} – ilmoqdagi kuch ulangan nuqtani yerdan balandligi; a_k, a_p – yetakchi va yetaklanuvchi g'ildiraklarni xarakatlanishi va ezilishi natijasida reaksiya kuchlarni g'ildiraklar geometrik o'qidan siljish masofasi;

r_k, r_p – yetakchi va yetaklanuvchi g'ildiraklarini radiuslari.

Traktorga ta'sir qiluvchi kuch va momentlar tahlili.

$G, G \cdot \sin \alpha, G \cdot \cos \alpha$ - agar traktor gorizonta tekislikda xarakatlangansa $G \sin \alpha$ va $G \cos \alpha$ tashkil etuvchi kuchlar sxemada bo'lmasdan faqat G kuchi bo'ladi.

U_k, U_p – bu reaksiya kuchlar miqdori yetakchi va yetaklanuvchi g'ildiraklarga ta'sir qiluvchi traktorni og'irlik kuchlar miqdoriga bog'liq, agar g'ildirak erdan uzulsa (yerga tegmay qolsa) shu g'ildirakka ta'sir qiluvchi reaksiya kuchi U nolga teng bo'lib traktor ag'darilib ketishi mumkin. Agar U_k va U_p kuchlarni a_k va a_p siljish masofalariga ko'paytirsak:

$M_{sk}=U_k a_k$ – yetakchi g'ildiraklarni yumalashiga qarshilik qiluvchi moment;
 $M_{sp}=U_k \cdot a_p$ – yetaklanuvchi g'ildiraklarni yumalashiga qarshilik qiluvchi momentlarni aniqlash mumkin. Yumshoq tuproq hamda eziluvchan g'ildiraklarda bu momentlar miqdori ko'p bo'ladi va aksincha bika g'ildirak va deformatsiyalanmaydigan yerlarda bu moment miqdori kamroq bo'ladi. Masalan poezd va tramvaylarda bu moment nolga yaqin miqdorga teng bo'ladi.

M_{jk}, M_{jp} – bu momentlarini miqdorini kamaytirish yoki yo'q qilish uchun o'zgarmas tezlik bilan gorizont tekislikda xarakatlanish va barcha g'ildiraklarni balansirlash lozim.

M_k – yurituvchi moment, bu moment yurituvchi kuchni yetakchi g'ildirakni yumalash radiusi ko'paytmasiga teng, ya'ni $M_k=P_k r_k$. Traktorlarni yetakchi g'ildiraklar radiusini kattaroq qilish sabablaridan biri bu momentni ko'paytirishga yo'naltirilgan.

$P_j \cdot \delta_{ayl}$ – agar traktor agregati o'zgarmas tezlikda xarakatlanib, dvigatelni aylanishlar chastotasi ham o'zgarmasa bu ko'paytma eng kichik qiymatga ega bo'ladi. Odatda $\delta_{ayl}=1,05...1,25$ ga teng qilib olinadi.

X_k, X_p – kuchlarni miqdori asosan traktorning og'irligiga va xarakatlanish sharoitiga bog'liq. Agar bir rusumli ikki traktorni olsak, qattiq erda xarakatlanayotgan traktorni qarshilik kuchi kamroq, yumshoq erda xarakatlanayotgan traktorni qarshilik kuchi ko'p bo'ladi.

P_w – agar traktor tezligi kam bo'lsa bu kuchni miqdori juda kam bo'ladi. Odatda havo qarshilik kuchi avtomobillarda keskin ortadi. Bu kuchni miqdori mashinani old qismini yuzasiga, xarakatlanish tezligiga va mashinani shakliga bog'liq.

Nazorat savollari:

1. G'ildiraklar qanday yo'l sharoitlarida yumalashi mumkin?
2. G'ildirakli traktorga ta'sir qiluvchi kuch va momentlarni sxemada ifodalab bering.
3. Mashinani harakatlanishiga qarshilik qiluvchi kuch miqdori qanday parametrlar ta'sirida o'zgaradi?
4. Inertsiya kuchi qanday hollarda nolga teng bo'ladi va nima sababdan?
5. Yerning yetakchi va yetaklanuvchi g'ildiraklariga ta'sir qiluvchi reaksiya kuchlar nimalar sababida o'zgarishi mumkin?
6. Mashinani havo qarshilik kuchi nimalar ta'sirida o'zgarishi mumkin?

8-§. G'ILDIRAKLI TRAKTOR VA AVTOMOBILLARNING OLD VA ORQA G'ILDIRAKLARIGA YER TOMONIDAN TA'SIR QILUVCHI REAKSIYA KUHLARINI ANIQLASH

Tuproqning (yo'lning) yetaklanuvchi g'ildiraklarga ta'sir qiluvchi reaksiya kuchi Y_p xarakterdagi g'ildirakning vertikal geometrik o'qidan a_p masofaga siljib tuproq yuzasiga perpendikulyar yo'nalgan bo'ladi. Y_p ning miqdori yetaklanuvchi g'ildiraklarga traktor og'irligining ta'sir qiluvchi qismiga bog'liq.

Tuproqning (yo'lning) yetakchi g'ildiraklarga ta'sir qiluvchi reaksiya kuchi Y_k xarakterdagi yetaklanuvchi g'ildirakning vertikal geometrik o'qidan a_k masofaga siljigan bo'lib, miqdori ushbu g'ildirakka traktor og'irligining ta'sir qiluvchi qismiga bog'liq.

Yerning old va orqa g'ildiraklariga ta'sir qiluvchi reaksiya kuchlari Y_p va Y_k ni faqat tortish – tishlashish, balki tormozlanish sifatiga, boshqaruvchanligiga, turg'unligiga va yurish qismini ishlash qobiliyati kabi ko'rsatkichlarga o'z ta'sirini o'tkazadi. Undan tashqari bu kuchlar traktorning bo'ylama turg'unlik shartlarini ifodalaydi.

Yerning old g'ildiraklariga ta'sir qiluvchi reaksiya kuchi U_p ni aniqlash uchun O_2 nuqtaga nisbatan barcha kuchlar momentlari tenglamasi tuziladi:

$$Y_p (L+a_p) - Y_k \cdot a_k - G \cdot \sin\alpha \cdot h - P_j \cdot \delta_{ayl} \cdot h - P_{il} \cdot h_{il}$$

$$P_w h + G \cdot \cos \alpha \cdot a = 0 \quad (8.1)$$

Tenglama 14 dagi ayrim qiymatlarni aniqlangan ko'rsatkichlarga almashtirib, quyidagi iborani yozish mumkin:

$$Y = \frac{G \cos \alpha - (G \sin \alpha + P_j \cdot \delta_{ayl}) \cdot h - P_{il} \cdot h_{il} - M_{sp} - M_{jp}}{L} \quad (8.2)$$

Traktorni orqa yetakchi g'ildiraklariga tuproq tomonidan ta'sir qiluvchi reaksiya kuchi Y_k ni aniqlash uchun barcha kuchlarni xarakatlanish yuzasiga perpendikulyar tekislikka proeksiyalangan tenglamasi yoziladi:

$$Y_p + Y_k = G \cdot \cos \alpha + P_{il} \quad (8.3)$$

Avval yozilgan 15 tenglamada aniqlangan U_p miqdorini 16 tenglamaga qo'yib quyidagi ibora yoziladi:

$$Y_k = \frac{[G \cdot \cos \alpha (L - a)]}{L} + \frac{(G \sin \alpha + P_j \delta_{ayl} + P_w) \cdot h - P_{il} \cdot h_{il} + M_{sp} + M_{sk}}{L} + P_{il} \quad (8.4)$$

Traktor pastlikka qarab xarakatlanganida $G \cdot \sin \alpha$ kuchini tenglamaga manfiy qiymat bilan qo'yiladi.

Inersiya kuchi P_j ham tenglamada manfiy yoki musbat belgilar bilan qo'yilishi mumkin, masalan mashina tormozlanganida yoki sekinlanish bilan xarakatlanganida bu qiymatni manfiy (minus) belgi bilan tenglamaga yoziladi.

Aniqlangan 15 va 17 tenglamalarni olti xarakatlanish sharoitda tahlil qilinadi.

1. Mashina o'zgarmas va kichik tezlikda gorizontol yerda (yo'lda) xarakatlanganda:

$$Y_n = \frac{G \cdot a - P_{il} \cdot h_{il} - M_{sk} - M_{sn}}{L}$$

$$Y_k = \frac{[G(L - a) + P_{il} \cdot h_{il} - M_{sk} - M_{sp}]}{L} \quad (8.5)$$

2. Mashina tirkamasiz, kichik va o'zgarmas tezlikda gorizontol tekislikda xarakatlanganida:

$$Y_p = \frac{Ga - M_{sk} - M_{sp}}{L}$$

$$Y_k = \frac{[G(L-a) + M_{sk} + M_{sp}]}{L} \quad (8.6)$$

3. Mashina statik, qo'zg'almas holatda gorizonta tekislikda yetaklanuvchi va yetakchi g'ildiraklarni reaksiya kuchlari quyidagi qiymatlarga teng bo'ladi.

$$Y_{pst} = \frac{G \cdot a}{L} \quad (8.7)$$

$$Y_{kst} = \frac{G(L-a)}{L} \quad (8.8)$$

Tuproqning mashinani yetaklanuvchi va yetakchi g'ildiraklarga ta'sir qiluvchi reaksiya kuchlari Y_p va Y_k qiymatlarini taqqoslanganda ular turli sharoitlarga qarab o'zgarishi mumkin. Masalan agar mashina tirkamasiz yoki tortish qarshilik chizig'i xarakatlanish yuzasiga paralel bo'lsa bu reaksiya kuchlari yuklanishlarini qayta taqsimlanishi natijasida o'zgarishi mumkin. Old g'ildiraklarga yuklanish kamayishi orqa g'ildiraklarga shu miqdordagi yuklanishni ko'payishiga olib keladi va aksincha. Barcha xollarda $Y_p + Y_k = G \cdot \cos\alpha$ iborasi bajarilishi shart. Agar mashina gorizonta tekislikda xarakatlansa $Y_p + Y_k = G$ teng bo'ladi.

4. Tortish qarshilik chizig'ini xarakatlanish tekisligiga nisbatan γ burchakka og'ishi Y_p va Y_k kuchlarni na faqat yuklanishlarini qayta taqsimlanishiga, balki burchak o'zgarishi natijasida ham o'zgarishiga olib keladi.

$$Y_p + Y_k = G \cdot \cos\alpha \pm P_{il} \sin\gamma \quad (8.9)$$

Turli xarakatlanish sharoitlarida va turli rusumli mashinalarda Y_p va Y_k larni qayta taqsimlanishini yaqqol tasavvur qilish maqsadida solishtirma o'lchov birligi –g'ildiraklarni yuklanish koeffitsient λ_p va λ_k lar kiritiladi:

$$\lambda_p = \frac{Y_p}{G} \quad \lambda_k = \frac{Y_k}{G} \quad (8.10)$$

Agar mashina o'zgarmas tezlik bilan gorizonta tekislikda tirkamasiz xarakatlansa old va orqa g'ildiraklarni yuklanish koeffitsienti quyidagicha aniqlanadi:

$$\lambda_p = \frac{a}{L} - \frac{M_{sk} + M_{sp} + P_w \cdot h}{G \cdot L} = \lambda_{pst} - \frac{M_{sk} + M_{sp} + P_w \cdot h}{G \cdot L}, \quad (8.11)$$

$$\lambda_k = \frac{L-a}{L} + \frac{M_{sk} + M_{sp} + P_w \cdot h}{G \cdot L} = \lambda_{kst} + \frac{M_{sk} + M_{sp} + P_w \cdot h}{G \cdot L}, \quad (8.12)$$

bunda $\lambda_{pst} = \frac{a}{L}$; $\lambda_{kst} = \frac{L-a}{L}$ – mashinani statik holatdagi old va orqa g'ildiraklarning yuklanish koeffitsientlar qiymati.

Old g'ildiraklarni yuklanish koeffitsienti λ_{pst} mashinani tuproq bilan tishlashish og'irligini tasniflaydi.

5. Old va orqa g'ildiraklar orasidagi normal yuklanishini ta'minlashiga mashina og'irlik markazining bo'ylama (gorzontal) koordinatasi sezilar darajada ta'sir qiladi. Orqa g'ildiraklar yetakchi bo'lgan mashinalarda og'irlik markazi orqa g'ildirak o'qlariga yaqinroq joylashgan bo'ladi va odatda ushbu oralig'ida o'zgaradi:

$$Y_{kst} = (0,65...0,7) G \quad (8.13)$$

Engil avtomobillarda hamda kuzoviga yuk ortilmagan yuk avtomobillarda og'irlik markaz nuqtasi taxminan bo'ylama bazasini o'rtasida joylashgan bo'ladi. Agar yuk avtomobil kuzoviga maqbul miqdorda yuk teng taqsimlanib ortilsa orqa yetakchi g'ildiraklarga taxminan (0,7...0,75) G miqdordagi yuklama koeffitsienti to'g'ri keladi.

6. Mashinani konstruktiv parametrlari ham old va orqa g'ildiraklarni orasidagi reaksiya kuchlarini qayta taqsimlanishiga ta'sir qiladi. Mashinani bo'ylama bazasi L qanchalik kalta, og'irlik markaz nuqtasini vertikal koordinatasi h balandroq joylashgan bo'lsa, boshqa tashqi ta'sirlar teng bo'lganida bu mashinalarni yuklamalarni qayta taqsimlanishi keskinroq sodir bo'ladi.

Nazorat savollari:

1. Mashinani old va orqa g'ildiraklariga er tomonidan ta'sir qiladigan reaksiya kuchlari qanday aniqlanadi?
2. Reaksiya kuchlarini aniqlash tenglamalarini qanday harakatlanish sharoitlarida tahlil qilish mumkin?
3. Mashinani yuklanish koeffitsientlarini tushuntirib bering.

4. Mashinani qanday konstruktiv parametrlari old va orqa g'ildiraklarini reaksiya kuchlarini qayta taqsimlanishiga ta'sir qiladi?

5. Mashinalar turiga qarab og'irlik markazining bo'ylama gorizontal koordinatasi qaerda joylashgan bo'ladi?

9-§. TO'RT G'ILDIRAKLARI YETAKCHI BO'LGAN TRAKTORLARNI TORTISH DINAMIKASI

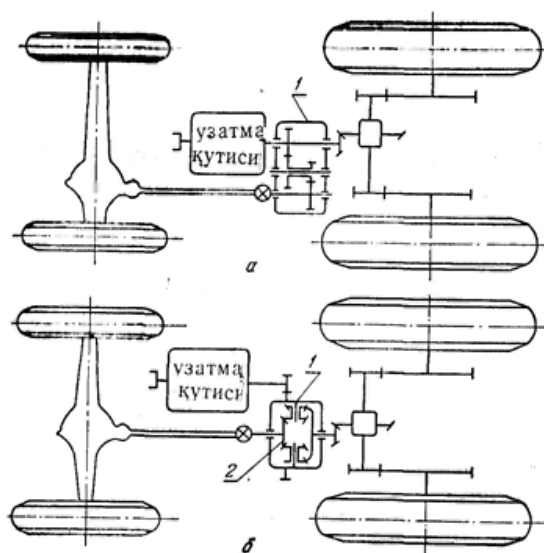
G'ildirakli traktorlarni o'tuvchanligini oshirishni eng samarali usullaridan biri, bu uning barcha g'ildiraklarini yetakchi qilib tayyorlashdir. Bu holatda umumiy og'irlik traktorni tishlashish og'irligi sifatida foydalaniladi va og'irlikni foydalanish koeffitsienti maksimal qiymatga ega bo'lib, 4K2 g'ildirak sxemali traktorlarga nisbatan yetakchi g'ildiraklarni shataksirashi sezilarli ravishda kamayadi.

G'ildirak sxemasi 4K4 bo'lgan traktorlarni tortish dinamikasi yetakchi g'ildiraklarga o'rnatilgan o'qlararo yuritmani turiga bog'liq bo'ladi. Traktorsozlikda ichki turdagi o'qlararo yuritma qo'llaniladi – blokirovkali va differensialli.

Differensial turdagi yuritmada o'qlar bir – birlari bilan bog'lanishi o'qlararo differensial yordamida amalga oshiriladi.

Blokirovka turdagi yuritmada ayrim hollarda g'ildiraklarni aylanma tezliklari notekis bo'lganligi sababli transmissiyada bir necha foyiz quvvatni sirkulyasiyalanishi mumkin, bu esa traktorni FIK ni kamayishiga va shinalarni yeyilishiga olib kelishi mumkin.

Differensial turdagi yuritma quvvatni transmissiyada sirkulyasiyalanishiga yo'l qo'ymaydi, ammo traktorni bitta o'qiga ulangan g'ildiraklar yer bilan yomon tishlashish sharoitiga tushib qolsa (loy, qor, muz,) boshqa o'qqa ulangan g'ildiraklar yer bilan yaxshi tishlashish sharoitida bo'lsa ham differensial effektiga binoan o'zining tishlashish sifatlaridan to'liq foydalana olmaydi. Natijada traktor harakatni davom ettira olmaydi yoki sekinlashadi.



9.1-rasm. Ikki turdagi yetakchi ko'priklarni o'qlararo yuritma sxemalari

a –blokirovka turdagi; b –differensial turdagi

Blokirovka turdagi yuritmada old va orqa o'qlar bir –birlari bilan kinematik jihatdan birk bog'lanib, taqsimlash quti orqali ulangan bo'ladi.

To'rtta g'ildiraklari ham yetakchi bo'lgan qishloq xo'jalik traktorlarda blokirovka turdagi yuritma keng tarqalgan.

Ikki turdagi o'qlararo yuritma o'rnatilgan traktorlarni kinematika va dinamikasini o'ziga xos xususiyatlarini tahlili keltiriladi.

Blokirovka turdagi yuritma.

Old va orqa o'qlar bilan bog'liq yetakchi g'ildiraklarni traktorni bir xil ilgarilama tezligida turli aylanma tezliklari bilan aylanishlari sababli blokirovka turdagi yuritma o'rnatilgan transmissiyada odatda hamma vaqt old va orqa g'ildiraklar orasida kinematik nomutanosiblik vujudga keladi.

Kinematik nomutanosiblikni traktorlarni kinematika va dinamikasiga ta'sirini aniqlash uchun blokirovka turdagi o'qlararo yuritma o'rnatilgan 4K4 g'ildirak sxemali traktorni gorizonta tekislikda to'g'ri chiziqli harakatda uning old va orqa g'ildiraklar orasidagi aylanish tezliklarida biroz farq bo'lganligida ko'rib chiqiladi. Orqa yetakchi g'ildiraklarni aylanma tezligi old g'ildiraklarning aylanma tezligidan bir muncha kattaroqligi qabul qilinadi.

Ikki yetakchi o'qlarni ilgari lama tezlklarini teng bo'lishi uchun ularga o'rnatilgan g'ildiraklarni biri shataksirashi yoki sirpanishi kerak bo'ladi. Nazariy aylanma tezligi kattaroq bo'lgan g'ildiraklarni ilgari lab ketuvchi, kamroq bo'lganini esa orqada qoluvchi deb qabul qilinadi. Ma'lumki old yoki orqa g'ildiraklar bo'lishidan qat'iy nazar ilgari lab ketuvchi g'ildiraklar hamma vaqt shataksirab ishlaydi, chunki ular itaruvchi kuch hosil qiladi, orqada qoluvchi g'ildiraklar esa sirpanib ishlaydi, ayrim hollarda orqada qoluvchi g'ildiraklar ilgari lab ketuvchi g'ildiraklarga nisbatan kamroq shataksirab ishlashi mumkin.

Orqada qoluvchi g'ildiraklar shataksirab ishlaganida $\delta_2 \leq \delta_1$ (bu erda 1 indeksi ilgari lab ketuvchi g'ildiraklar uchun, 2 esa orqada qoluvchi g'ildiraklar uchun deb qabul qilingan) ular qo'shimcha itarish kuchi hosil qiladi. Agar ushbu g'ildiraklar sirpanib ishlasa ularni yumalashiga qo'shimcha qarshilik kuch hosil bo'ladi.

Agar $\delta_2 = 0$ bo'lganida g'ildiraklar sirpanmasdan va shataksiramadan harakatlanadi.

Blokirovka turdagi o'qlararo yuritmal i traktorlarni ikki o'qini ilgari lama tezligini teng bo'lish shartini quyidagicha ifodalash mumkin:

$$V_{n1}(1-\delta_1)=V_{n2}(1-\delta_2), \quad (9.1)$$

bunda V_{n1} va V_{n2} -ilgari lab ketuvchi va orqada qoluvchi g'ildiraklarni nazariy aylanma tezlklari.

Old va orqa yetakchi g'ildiraklarni kinematik nomutanosibligi deb

$1 - \frac{V_{n1}}{V_{n2}}$ iborani qabul qilib uni K_n xarf bilan belgilanadi, ya'ni;

$$K_n = 1 - \frac{V_{n1}}{V_{n2}} \quad (9.2)$$

Ilgari lab ketuvchi va orqada qoluvchi g'ildiraklarni nazariy aylanma tezlklari quyidagi iboralar bilan ifodalanadi:

$$V_{n1} = \frac{\omega_{dv1} \cdot r_{il}}{i_1}; \quad V_{n2} = \frac{\omega_{dv2} \cdot r_{or}}{i_2}; \quad (9.3)$$

bunda ω_{dv} – dvigatel tirsakli valining burchak tezligi; r_{il} va r_{or} – ilgari lab ketuvchi va orqada qoluvchi g'ildiraklarni dinamik radiuslari; i_1 va i_2 – ilgari lab ketuvchi va orqada qoluvchi g'ildiraklar yuritmalarining uzatish sonlari.

Shunday qilib kinematik nomutanosiblik koeffitsientini shunday yozish mumkin;

$$K_n = 1 - \frac{V_{n1}}{V_{n2}} = 1 - \frac{\omega_{dv1}}{\omega_{dv2}} \cdot \frac{i_2}{i_1} \quad (9.4)$$

Bu iboradan ma'lumki kinematik nomutanosiblik koeffitsienti g'ildiraklar yuritmalarining uzatish sonlariga ham bog'liq bo'ladi.

Ilgari lab ketuvchi va orqada qoluvchi g'ildiraklar shataksirashlari orasidagi bog'lanish shunday tenglama bilan ifodalanadi:

$$\delta_2 = 1 - \frac{V_{n1}}{V_{n2}} (1 - \delta_1) = \delta_1 - K_n \cdot (1 - \delta) \quad (9.5)$$

Traktorni eng maqbul tortish ko'rsatkichlarini old va orqa yetakchi g'ildiraklarni aylanma tezliklari teng bo'lganida olish mumkin, ya'ni $K_n=1$ bo'lganida. Bu holatda old va orqa g'ildiraklar bir xil shataksirash bilan ishlab ularni tishlashish qobiliyatlari teng darajada foydalaniladi.

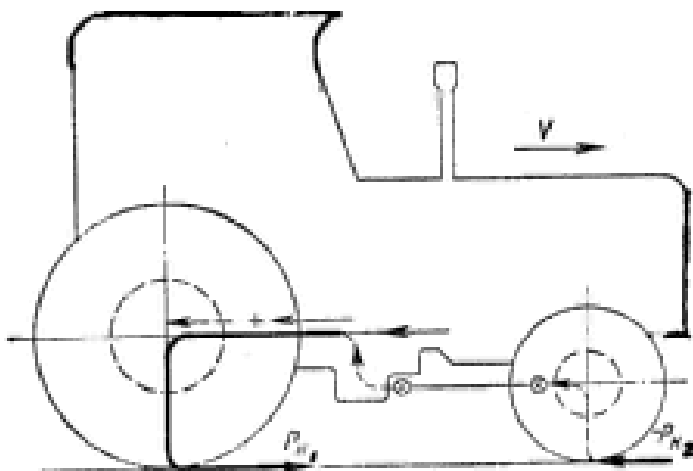
Ammo aylanma tezliklarni amalda to'liq teng bo'lishini ta'minlash o'ta qiyin, chunki g'ildiraklar radiuslari ish jarayonida hisoblangan o'lchamlardan farq qiladi, bunga quyidagi omillar ta'sir qiladi:

-tayyorlashda yo'l qo'yish mumkin bo'lgan quyimlar (dopusklar), protektorlarni eyilish darajasi, shinalardagi havo bosimi hamda g'ildiraklarga traktor og'irligidan ta'sir qilayotgan normal reaksiyalarni (yer tomonidan tik aks ta'sir etuvchi kuch) ish sharoiti natijasida o'zgarishlari va hokazo.

Old va orqa o'qlar g'ildiraklar radiuslari teng qilib tayyorlangan traktorlarda yuqorida ko'rsatilgan sabablarga ko'ra ularni ham aylanma tezliklari teng bo'la olmaydi. Ayniqsa orqada qoluvchi g'ildiraklarni sirpanishi traktorni tortish ko'rsatkichlariga o'ta salbiy ta'sir qiladi. Chunki bu holatda traktorni faqat ikkita g'ildiragi yetakchi bo'lib qoladi, sababi sirpanib ishlaydigan g'ildiraklar yetaklanuvchiga aylanib qoladilar. Bundan tashqari orqada qoluvchi g'ildiraklar

(sirpanib ishlaydigan) traktorni yetakchi, ilgarilab ketuvchi g'ildiraklarni yumalashiga qo'shimcha qarshilik kuchi P_{k2} hosil qilda. Ushbu qo'shimcha qarshilikni o'zgarishi noldan (sirpanish yo'q bo'lganida) $P_{k2}=\varphi_2 \cdot U_2$ gacha (orqada qoluvchi g'ildiraklarni to'liq sirpanganida) o'zgarishi mumkin.

G'ildirak sxemasi 4k4 bo'lgan va orqa g'ildiraklari old g'ildiraklariga nisbatan tezroq aylanadigan traktor harakati ko'rib chiqiladi.



9.2-rasm. Sirkulyatsiya natijasida quvvatni yo'qotilishini ifodalovchi sxema.

Ushbu misolda old yetakchi g'ildiraklariga tuproq tomonidan manfiy urunma kuch P_{k2} ta'sir qiladi, bu kuch harakatlanish qarshi yo'nalgan bo'lib, g'ildiraklarda manfiy moment hosil qiladi va transmissiyani tashkil qiluvchilar qismlardan orqa g'ildiraklarga uzatiladi. Shunday qilib orqa yetakchi g'ildiraklarga quvvat ikki oqim yo'nalishi bo'yicha keltiriladi: 1 – dvigateldan (sxemada ingichka sidirg'a chiziq); 2 – old, orqada qoluvchi g'ildiraklardan (shtrixli chiziq). Bu chiziqlar birlashib yagona oqim bo'lib orqa yetakchi g'ildiraklarga uzatiladi (qalin sidirg'a chiziq) va musbat urunma tortish kuchi P_k ni hosil qiladi.

Urunma tortish kuchi P_{k1} ni bir qismi traktor ramasi (asosi) orqali orqada qoluvchi g'ildiraklarga uzatiladi va P_{k2} kuch hosil qilgan qarshilikni yengishga sarflanadi. Shunday qilib tuproqni reaksiyasi tomonidan sirpanuvchi g'ildiraklardagi P_{k2} kuchi hosil qilgan quvvat uzilmagan (замкнутый) kontur bo'yicha sirkulyasiya qiladi: sirpanuvchi g'ildiraklardagi transmissiya orqali orqa yetakchi g'ildiraklarga, undan keyin esa traktor ramasi orqali qayta sirpanuvchi

g'ildiraklarga keltiriladi. Sirkulyatsiya qiluvchi quvvat foydasiz (zararli) bo'lganligi uchun ayrim manbalarda "parazit" quvvat ham deyiladi.

Sirkulyatsiyalanuvchi sirkulyatsiya qiluvchi quvvat odatda qattiq yerlarda va salt yurishlarda (yuklamasiz) ko'proq miqdorda hosil bo'ladi. Shu sababdan bu hollarda ikkinchi yetakchi ko'prikdan foydalanish (uni qo'shish) musbat samara berish o'rniga zararli bo'lishi ham mumkin.

Ikkala ko'prigi ham yetakchi bo'lgan traktorlar nisbatan yumshoq bo'lgan dalalarda yetarli yuklanish bilan ishlatilganida to'g'ri chiziqli harakatlanishda sirkulyatsiya qiluvchi quvvat odatda hosil bo'lmaydi.

Differensial yuritmal yitakchi ko'priklar o'rnatilgan traktorlarda old va orqa g'ildiraklarga taqsimlanadigan tortish yuklamasi ularga keltirilgan burovchi moment qanday o'qlar aro differensial tomonidan taqsimlanishiga bog'liq.

Bir yetakchi ko'priknin g'ildiraklaridagi urunma kuchni o'zgarishi ikkinchi o'q g'ildiraklardagi urunma tortish kuchini o'zgarishiga olib keladi. Masalan bir o'qning g'ildiraklari yer bilan tishlashish bo'yicha noqulay sharoitga tushib qolib ulardagi urunma tortish kuchi kamayib ketsa bu holat ikkinchi o'qdagi g'ildiraklarda ham yer bilan tishlashish sharoiti yaxshi bo'lishiga qaramasdan urunma tortish kuchining kamayishiga olib keladi. Natijada traktorni umumiy tortish kuchi kamayib ketadi.

Differensial turdagi yuritmani prinsipial kamchiligi – bu traktorning itarish kuchi yer bilan tishlashish bo'yicha noqulay sharoitda bo'lgan g'ildiraklarni tortish kuchiga bog'liqligi.

Blokirovka turdagi yuritmada traktorlardagi kinematik nomutanosiblikni yo'qotish maqsadida o'qlararo erkin yurish muftasi o'rnatilishi tavsiya qilinadi.

Erkin yurish muftasini ishlash prinsipi ko'rsatilgan. Muftani yetakchi elementi baraban 1 traktorning transmissiyasi bilan bog'liq yetaklanuvchi – shakldor diss 2 esa qo'shimcha ulanadigan o'q bilan bog'liq bo'ladi.

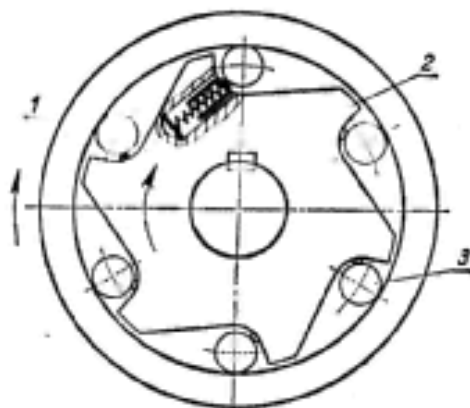
Ushbu elementlarni aylanish yo'nalishlari sxemada mil yordamida ko'rsatilgan. Agar yetakchi baraban 1 dan 2 dan tezroq aylansa ular orasiga joylashtirilgan rolik 3 lar baraban bilan diskni bir biri bilan ponalab bog'laydi,

natijada mufta qo‘shilib birga aylanadi va ikki yetakchi ko‘prikni bir –biri bilan blokirovkalaydi.

Agarda ish jarayonida yetaklanuvchi diskning aylanishlar soni yetakchi barabannikidan oshib ketsa (old ko‘prik g‘ildiraklari shataksirashi ko‘payib ketsa) u barabandan ajralib erkin aylanadi va mufta ajralib traktorni har bir o‘qlar g‘ildiraklari bir – birlaridan alohida – alohida aylanadi. O‘qlararo erkin yurish muftasi qo‘llanilganida transmissiyani uzatish soni shunday tenglanadiki, asosiy yetakchi o‘q g‘ildiraklarini (odatda orqa) aylanma tezligi bir necha foizga keyin qo‘shiladigan o‘q g‘ildiraklarini aylanma tezligidan ortiqroq bo‘lishini ta‘minlashini amalga oshiradi.

Bunday kinematik munosabatda tanlangan old g‘ildiraklar traktor ramasini itarish kuchi ta‘sirida, transmissiyani majburiy yuritmasidan olgan aylanma harakatdan tezroq aylanadi. Buning natijasida erkin yurish muftasining shaklli diski 2 baraban 1 dan o‘zib ketadi va mufta qo‘shilmasdan yetakchi moment faqat orqa asosiy ko‘prik g‘ildiraklaridan uzatiladi.

Odatda old g‘ildiraklarni erkin yurish mufta tomonidan qo‘shilishi orqa g‘ildiraklarni shataksirashi 4...6% dan oshganidan keyin bajariladi.



9.3-rasm. O‘qlararo erkin yurish muftasini prinsipial sxemasi

Erkin yurish muftasi old yetakchi o‘qni avtomatik ravishda bog‘lab old o‘rni ulashi uchun quyidagi holat bo‘lishi kerak: traktorni ilgari lama xarakat tezligi orqa g‘ildiraklarni shataksirashi natijasida shunchalik kamayadiki erkin yurish muftani yetakchi va yetaklanuvchi elementlarini burchak aylanish tezliklari bir xil

bo‘lib qoladi. Agar orqa g‘ildiraklarni shataksirashi erkin yurish muftasini ajratish uchun etarli miqdorga yetgan bo‘lsa, old o‘qi mazkur mufta tomonidan avtomatik ravishda qo‘shib yuboriladi.

Shunday qilib o‘qlararo erkin yurish muftasi old g‘ildiraklarni qo‘shish va ajratish jarayonini avtomatlashtirib sirkulyasiya qiladigan zararli quvvatni hosil bo‘lishiga yo‘l qo‘ymaydi.

Nazorat savollari:

1. Ikki yetakchi ko‘priklar bir birlari bilan qanday turdagi yuritmalar orqali bog‘lanadi.
2. Blokirovka turdagi o‘qlararo yuritmani afzalliklari va kamchiliklarini aytib bering.
3. Differensial turdagi o‘qlararo yuritmani afzalliklari va kamchiliklarini aytib bering.
4. Kinematik nomutanosiblik nima va u qaysi hollarda paydo bo‘ladi?
5. Kinematik nomutanosiblik koeffitsientini tushuntirib bering.
6. Kenematik nomutanosiblikni bartaraf qilish yo‘llari nimalardan iborat?

10-§. G‘ILDIRAKLI TRAKTORLARNI TORTISH BALANSI

Xarakat davomida yetakchi g‘ildiraklar va tuproq orasida hosil bo‘lgan yurituvchi (urunma) kuch R_k ni nimalarga sarflanganligini ifodalovchi tenglamaga tortish balansi deyiladi.

Mashinani xarakatlanish tenglamasini Lagranj shakliga asoslangan holda ifodalash mumkin:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial E}{\partial q} = Q_y \quad (10.1)$$

bunda t –vaqt; E –ma’lum tezlik bilan xarakatlanayotgan mashinani kinetik energiyasi; q –xarakatlanishni joriy vaqt birligida mashinani X o‘qi bo‘yicha aniqlanadigan umumlashtirilgan koordinatasi; Q_u –umumlashtirilgan kuch, barcha

kuch va momentlar ish yig'indisini X o'qi bo'yicha siljish imkoniyati nisbatiga teng:

$$Q_y = \frac{\delta \cdot A}{\delta \cdot X} \quad (10.2)$$

Mashinani kinetik energiya kuchi E ni ushbu formula bo'yicha aniqlanadi:

$$E = \frac{m \cdot \mathcal{G}^2}{2} + \frac{J_k \cdot \omega_k^2}{2} \quad (10.3)$$

bunda m – mashinani ilgarilama xarakatlanuvchi qismlarini massasi; J_k – dvigatel va transmissiyaning barcha aylanuvchi massalarini yetakchi g'ildirak o'qiga keltirilgan inersiya momenti; ω_k – yetakchi g'ildiraklarni burchak tezligi.

Mashinalarni umumiy holatdagi xarakatlanishini quyidagi differensial tenglama bilan ifodalash mumkin:

$$\delta_{ayl} \cdot m \frac{d\mathcal{G}}{dt} = P_{k\phi} - \sum P_{qar} \text{ yoki } \frac{d\mathcal{G}}{dt} = g \frac{P_{k\phi} - \sum P_{qar}}{\delta_{ayl} \cdot G} \quad (10.4)$$

bunda $\sum P_{qar} = P_f + P_{il} + P_w + G \cdot \sin \alpha$ - mashinani harakatlanishiga qarshilik qiluvchi kuchlar; δ_{ayl} - mashina xarakatlanuvchi qismlar massalarini shartli oshish koeffitsienti, ya'ni aylanuvchi massalarni xisobga oluvchi koeffitsient; $P_{k\phi}$ - yetakchi g'ildiraklar bilan tuproq (yo'l) orasida hosil bo'ladigan yurituvchi kuch, bu kuch tuproq bilan yetakchi g'ildiraklarni tishlashishini e'tiborga oladi, ya'ni loy, muz, qorli tekisliklarda oz bo'lib, asfalt, qattiq yerlarda ko'p miqdorga ega bo'ladi.

Traktorni kuch balans tenglamasini aniqlash uchun ta'sir qiluvchi barcha kuchlarni X o'qiga proeksiyalash tenglamasi tuziladi.

$$P_k = P_{il} + X_k + X_p + P_w \pm P_j \cdot \delta_{ayl} \pm G \cdot \sin \alpha \quad (10.5)$$

Ushbu formula traktorning tortish balans tenglamasi deyiladi.

Tenglamadagi P_j , δ_{ayl} va $G \cdot \sin \alpha$ kuchlarini manfiy qiymati mashina pastlikka qarab hamda sekinlashish bilan xarakatlanganida qo'yiladi.

Tortish balans tenglamasidagi qiymatlarni tahlili:

$P_f = X_k + X_p = G \cdot f$ – mashinani xarakatlanishiga qarshilik qiluvchi kuch, bu kuch mashinani og‘irligiga va xarakat sodir bo‘layotgan yer sharoitga bog‘liq. Yumshoq yerlarda bu kuchni miqdori ko‘p, qattiq yerlarda esa kam bo‘ladi;

$$P_w = \frac{k \cdot F \cdot g^2}{(3.6)^2}$$
 mashina old yuzasiga ta’sir qiluvchi havo qarshilik kuchi,

bunda k – suyuqlik koeffitsienti; F – mashinani havoga qarshilik qiluvchi old yuzasi; s – mashina tirkama bilan ishlayotganini ko‘rsatuvchi koeffitsient, tirkamasiz ishlayotgan avtomobilda $S=1$, bitta tirkama bilan ishlayotgan avtomobilda $S=1,25$. Past tezlikda ishlayotgan g‘ildirakli va zanjir tasmali traktorlarda P_w kuchini e’tiborga olmasa ham bo‘ladi;

$P_j \delta_{ayl}$ -notekis xarakatlanish natijasida hosil bo‘lgan mashinani ilgarilama xarakatlanuvchi (P_j) va aylanuvchi massalarini (δ_{ayl}) inersiya kuchlarini yig‘indisi. $\delta_{ayl}=1,05\dots 1,25$ ga teng deb olish mumkin $P_j = m \cdot j$; $j = \frac{d\theta}{dt}$ -mashinani ilgarilama xarakatlanuvchi masalarni tezlanishi;

$G \cdot \sin\alpha$ – mashinani og‘irlik kuchining yerga (yo‘lga) parallel bo‘lgan tashkil etuvchisi, agar mashina gorizont tekislikda xarakatlansa bu kuch nolga teng bo‘ladi;

P_{il} – mashinani tortish qarshiligi yoki ilmoqdagi foydali tortish kuchi. Xarakatlanish tekisligidan h_{il} balandligida joylashgan. Tirkamasiz xarakatlangan traktor va avtomobillarda bu kuch nolga teng.

Agar mashina gorizont tekislikda o‘zgaras va kichik tezlikda xarakatlansa kuch balansi tenglamasi quyidagi ko‘rinishga ega bo‘ladi:

$$P_k = P_{il} + P_f \tag{10.6}$$

Keltirilgan formulaga ko‘ra traktorni yurituvchi kuchi – tortish qarshiligini gorizont tashkil qiluvchisi va mashinani xarakatlanishiga qarshilik qiluvchi kuchlarni yig‘indisiga teng.

Nazorat savollari:

1. Mashinani kuch balansi nimalarni ko‘rsatadi?
2. Mashinani harakatlanishiga qarshilik qiluvchi kuchni izohlab bering.

3. Inertsiya kuchini ta'sirini aytib bering.
4. Qanday hollarda inersiya va mashinani og'irligini yerga parallel yo'nalgan kuchlar miqdori nolga teng bo'ladi?
5. Agar mashina gorizonta tekislikda o'zgaras va kichik tezlikda harakatlansa kuch balans tenglamasi qanday ko'rinishda yoziladi?

11-§. TRAKTOR VA AVTOMOBILLARNI QUVVAT BALANSI

Mashinalar yuritkichlarini tuproq bilan o'zaro ta'siri nazariyasi va mashinani umumiy dinamikasi formulalariga asoslanib g'ildirakli, zanjir tasmali traktorlar va avtomobillarni quvvat balansi aniqlanadi.

Mashinani quvvat balansi dvigatel hosil qilgan quvvatni qanday sarflanganligini aniqlovchi tenglamaga aytiladi. Quvvat balansini aniqlanganligida yuritkich va tuproqni o'zaro ta'siri natijasida yo'qotilgan energiyadan tashqari yetakchi g'ildiraklarni yuritkichlaridagi ichki yo'qotishlarni, undan tashqari quvvat olish vali (QOV) yordamida xarakatga keltiriladigan mashina va qurollarni yuritishga sarflanadigan energiyalarni ham e'tiborga olish kerak.

Ma'lumki dvigatelni quvvati turli qarshiliklarni yengishga sarflangan quvvatlar yig'indisiga teng bo'lganligi uchun umumiy holatda quvvat balansi shunday tenglama bilan aniqlanishi mumkin:

$$N_{dv} = N_{il} + N_{tr} + N_{yu} + N_{iz} + N_{\delta} \pm N_{\alpha} \pm G \sin \alpha \pm N_j + N_{qov} + N_w, \quad (11.1)$$

bunda N_{il} – mashinaga ulangan (tirkamalangan yoki osilgan) jihozlarni tortish qarshiligini yengishga sarflangan quvvat. Agar mashina tirkamasiz o'zi xarakatlansa bu quvvat miqdori nolga teng bo'ladi. Bu quvvatni miqdori quyidagicha aniqlanadi:

$$N_{il} = \frac{P_{il} v_x}{3.6 \cdot 10^3} \quad (11.2)$$

bunda P_{il} – mashinani ilmog'iga ulangan (gidravlik tizimiga osilgan) jihozlarni tortish qarshiligi, bu qiymatni mashina va ulangan jihoz orasiga dinamometr qo'yib, yoki osma tortqilariga tenzometrik datchiklar o'rnatish usuli bilan aniqlanadi; v_x – mashinani haqiqiy harakat tezligi;

N_{yu} – yuritkichlarda hosil bo‘ladigan ichki qarshiliklarni yengishga sarflangan quvvat. G‘ildirakli yuritkichlarda bu ko‘rsatkich rezinani ichki ishqalanish (gisterezis) qarshiligi va boshqariluvchi g‘ildiraklar podshipniklaridagi yo‘qotishlarga teng, odatda bu yo‘qotish miqdori kam bo‘lgani sababli u inobatga olinmaydi;

N_{iz} – yuritkichlarni tuproqni deformatsiyalash va iz qoldirish uchun sarflangan quvvat, odatda bu quvvat miqdori eksperimental yo‘l bilan aniqlanadi;

N_{tr} – quvvatni (burovchi momentni) dvigatelni tirsakli validan yetakchi yuritkichlarga uzatilayotganda transmissiya qismlaridagi mexanik yo‘qotishlarga sarflanadigan quvvat, $N_{TP} = N_{\text{DB}} \cdot (1 - \eta_{TP})$, bunda η_{tr} –transmissiyadagi mexanik FIK;

N_{δ} – yetakchi yuritkichlarini shataksirashiga sarflangan quvvat. Bu quvvat miqdori yurituvchi kuch (P_k), nazariy hamda haqiqiy tezliklarini ayirmasiga bog‘liq. Masalan haqiqiy tezlik miqdori nazariy tezlik miqdoriga teng bo‘lib qolsa bu yo‘qotish ham bo‘lmaydi, ya’ni shataksirash yo‘q bo‘lsa N_{δ} nolga teng bo‘ladi.

$$N_{\delta} = \frac{P_k (\mathcal{G}_n - \mathcal{G}_x)}{3,6 \cdot 10^3} \quad (11.3)$$

bunda v_n – mashinani nazariy tezligi.

$$\mathcal{G}_n = 0,377 \frac{n_{dv} \cdot r_k}{i_i}$$

bunda n_{dv} –dvigatel tirsakli valining aylanish chastotasi; r_k – yetakchi g‘ildirakning (yulduzchaning) yumalash radiusi; i_i –xarakatlanishdagi qo‘shilgan uzatmani uzatish soni;

N_{α} -mashinani xarakatlanish jarayonida balandlik va pastliklar qarshiligini yengish uchun sarflangan quvvat, agar mashina gorizental yerda (yo‘lda) xarakatlansa, bu quvvat nolga teng bo‘ladi. Undan tashqari mashina pastlikka qarab xarakatlanganida bu quvvat qiymati tenglamaga minus (manfiy) belgi bilan yoziladi.

$$N_{\alpha} = \frac{G \sin \alpha \cdot v_x}{3,6 \cdot 10^3} \quad (11.4)$$

bunda $G \cdot \sin \alpha$ - mashinani og'irligining yerga (yo'lga) parallel yo'nalgan tashkil etuvchisi;

N_j – xarakat davomida mashina tezligining o'zgarishini (tezlanish va sekinlanish) yengishga sarflangan quvvat, agar mashina o'zgarmas tezlikda ish bajarsa, ya'ni tezlanish va sekinlanish bo'lmasa bu quvvat miqdori nolga teng bo'ladi:

$$N_j = \frac{m \cdot j \cdot v_x}{3,6 \cdot 10^3} = \frac{G \cdot j \cdot v_x}{g \cdot 3,6 \cdot 10^3} \quad (11.5)$$

bunda G – mashina og'irligi; j – tezlanish yoki sekinlanish, $j = \frac{v}{t}$;

N_{qov} – quvvat olish valiga ulangan mexanizmlarni aylantirish (ishlatish) uchun sarflangan quvvat, agar mashinada QOV bo'lmasa yoki unga mexanizmlar ulanmasa bu quvvat miqdori nolga teng bo'ladi.

$$N_{qov} = \omega_{qov} \cdot M_{qov}, \quad (11.6)$$

bunda ω_{qov} – quvvat olish valining burchak tezligi; M_{qov} – quvvat olish vali uzatayotgan burovchi moment miqdori;

N_w – havo qarshiligini yengish uchun sarflangan quvvat, agar mashina kichik tezlik bilan harakatlansa bu quvvat miqdori juda oz bo'ladi. Yuqori tezlik bilan xarakatlanayotgan hamda o'lchami katta avtomobillarda bu quvvat miqdori katta bo'ladi.

$$N_w = \frac{P_w \cdot v_x}{3,6 \cdot 10^3} \quad (11.7)$$

bunda P_w – havo qarshiligini yengish uchun sarflangan kuch, $P_w = \frac{k \cdot v^2 \cdot S}{(3,6)^2}$

bunda k – avtomobilning suyurlik koeffitsienti, bu koeffitsient mashinani shaklini e'tiborga oladi, masalan engil avtomobillarda $k=0,2 \dots 0,35 \frac{N \cdot s}{m^4}$, yuk avtomobillarda esa $k=0,2 \dots 0,75 \frac{N \cdot s}{m^4}$, F – mashinani havoga qarshilik qiluvchi old yuzasi, s -tirkama borligini e'tiborga oluvchi koeffitsient.

Nazorat savollari:

1. Mashinani quvvat balansi deb qanday bog‘lanishga aytiladi?
2. Mexanik yo‘qotishlarga sarflangan quvvat miqdoriga nimalar ta’sir qiladi?
3. Yetakchi yuritkichlarni shataksirashiga sarflangan quvvat miqdori qachon maksimal, qaysi hollarda nolga teng bo‘ladi?
4. Mashinani yo‘lning qiyaliklarini yengish uchun sarflangan quvvat miqdori tenglamaga qaysi hollarda manfiy, qaysi hollarda musbat belgi qo‘yib yoziladi?
5. Havo qarshiligini yengish uchun sarflangan quvvat miqdoriga qanday ko‘rsatkichlar ta’sir qiladi?
6. Agar traktor gorizonta tekislikda kichik va o‘zgarmas tezlik bilan tirkamasiz harakatlansa quvvat balans tenglamasi qanday ko‘rinishda yoziladi?

12-§. TRAKTORNI TORTISH FIK

Traktor va avtomobillarni asosiy baholash parametri ularning tortish FIK xisoblanadi, bu ko‘rsatkich qanchalik bir raqamga yaqinroq bo‘lsa mashina shunchalik unumli ishlatilayotganligini ko‘rsatadi.

Traktorning gorizonta tekislikda tirkama bilan o‘zgarmas tezlikda xarakatlanganida uning umumiy tortish FIK quyidagicha aniqlanadi:

$$\eta_t = \frac{N_{il} + N_{qov} + N_{gid}}{N_{dv}} \quad (12.1)$$

bunda N_{gid} – qishloq xo‘jalik mashinalarida joylashgan gidravlik ishchi organlarni aylantirish (xarakatga keltirish) uchun sarflangan quvvat miqdori.

Agar traktorni quvvat olish vali hamda gidravlik ishchi organlari ishlatilmasa va faqat ilmoqdagi kuch bilan foydalanilsa tortish FIK quyidagi ko‘rinishda bo‘ladi:

$$\eta_t = \frac{N_{il}}{N_{dv}} \quad (12.2)$$

Traktorni tortish FIK ni quyidagi formula bilan ham aniqlasa bo‘ladi.

$$\eta_t = \eta_m \cdot \eta_f \cdot \eta_f \cdot \eta_3, \quad (12.3)$$

bunda η_m – burovchi momentni dvigateldan yetakchi yuritkichga uzatilayotganida transmissiyadagi mexanik yo‘qotishlarni e‘tiborga oluvchi koeffitsient. Bu koeffitsientni shunday aniqlash mumkin.

$$\eta_m = \eta_s^a \cdot \eta_k^\delta \quad (12.4)$$

Transmissiyaning mexanik FIK transmissiya turidan, uzatilayotgan quvvat miqdoridan va yana bir qator omillarga bog‘liq. Agar mashinada mexanik transmissiya qo‘llanilgan bo‘lsa mexanik FIK shesternyalar ishqalanishiga, moyni chayqalanishiga, podshipniklarni qarshiligiga va xokazolarni e‘tiborga oladi. Mexanik FIK qiymati tishlashib turgan uzatmani uzatish soniga shesternyalar turiga va ularni bog‘lanish usullariga; konstruksiya turiga va vallarini tayanch sonlariga; uzatma karteriga zichlash uchun o‘rnatilgan salniklar konstruksiyasiga va soniga; transmissiya qismlariga quyilgan moyni qovushqoqligiga va miqdoriga bog‘liq bo‘ladi.

Yuqorida qayd qilingan yo‘qotishlarni bir qismi uzatilayotgan momentni qiymatiga, qolgan qismi esa asosan transmissiya qismlarini aylanishlar soniga bog‘liq bo‘ladi.

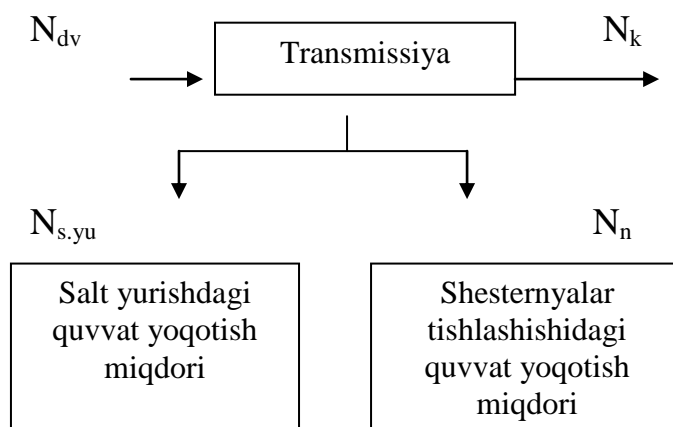
Olimlar fikri bo‘yicha transmissiyada yo‘qotilgan quvvatni ikkita FIK bilan baholash lozim: $\eta_{s,yu}$ – salt yurishdagi quvvat yo‘qotishni e‘tiborga oluvchi FIK, odatda uning miqdori o‘zgarmas qilib olinadi va η_n – yuklama uzatilganida hosil bo‘lgan quvvat yo‘qotishini e‘tiborga oluvchi koeffitsient deyiladi.

Avval aytilganidek salt yurishdagi quvvat yo‘qotilishi o‘zgarmas bo‘lib ushbu formula bo‘yicha aniqlanadi:

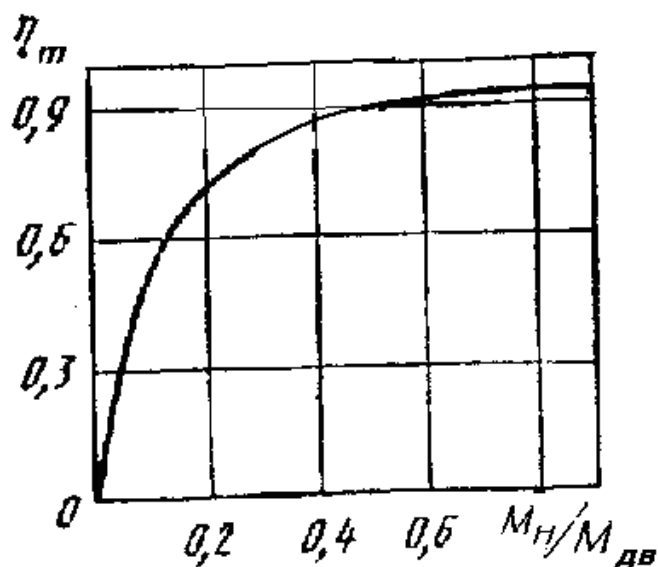
$$\eta_{s,yu} = 1 - \frac{M_{s,yu}}{M_{dv}} = \frac{\gamma_{s,yu} \cdot M_{nom}}{M_{dv}}, \quad (12.5)$$

bunda $\gamma_{s,yu}$ – dvigatelni nominal burovchi momentini qaysi qismi salt yurish burovchi momentini tashkil qilishini bildiruvchi son, odatda

$\gamma_{s,yu} = 0,03...0,05$ ni tashkil qiladi; $M_{s,yu}$ – transmissiya valini salt aylanishida hosil bo‘lgan qarshilik kuchlar momentini birlamchi valga keltirilgan miqdori.



12.1- rasm. Quvvat oqimining strukturaviy sxemasi. N_k – yetakchi yuritkichlarga keltirilgan quvvat; N_n – yuklanish bilan ishlayotgan mashinanishesternyalari orasidagi yo‘qotilgan quvvat miqdori.



12.2-rasm. Transmissiyaning mexanik FIK ni dvigatelni yuklanish darajasiga nisbatan bog‘liqligi

Transmissiyadagi mexanik yo‘qotishlarni e‘tiborga oluvchi koeffitsient η_m ni tajriba usuli bilan ham aniqlash mumkin. Bu ko‘rsatkichni dala sharoitida aniqlash uchun bir vaqtni o‘zida dvigatelni burovchi momenti M_{dv} va yetakchi moment M_k larni maxsus asbob uskunalar bilan o‘lchanadi, M_{dv} ni o‘lchanadigan

asbob dvigatel bilan uzatmalar qutisi orasiga, ikkinchi asbobni esa yetakchi g'ildiraklarga o'rnatiladi va ma'lumotlar olingandan so'ng quyidagicha aniqlanadi:

$$\eta_m = \frac{M_{dv}}{M_k \cdot i_{tr}} \quad , \quad (12.6)$$

bunda i_{tr} –tajriba vaqtida ulangan uzatmadagi transmissiyaning uzatish soni.

Xarakatlanish tezligini yetakchi yuritkichlarni shataksirashi natijasida yo'qotishini e'tiborga oluvchi FIK η_δ quyidagicha aniqlanadi:

$$\eta_\delta = \frac{N_\delta}{N_{dv}} = \frac{v_x}{v_n} = 1 - \delta \quad (12.7)$$

$$\delta = \frac{v_n - v_x}{v_n} \quad (12.8)$$

bunda N_δ – yetakchi yuritkichlarni shataksirashiga sarflangan quvvat; δ -shataksirash yo'qotish qismi.

Agar shataksirashni amaliy yo'l bilan aniqlanilsa olimlar nisbiy tortish kuchi R_i formulasini qo'llashligini tavsiya etishadi:

$$P_i = \frac{P_{ul}}{\lambda \cdot G \cdot \varphi} \quad (12.9)$$

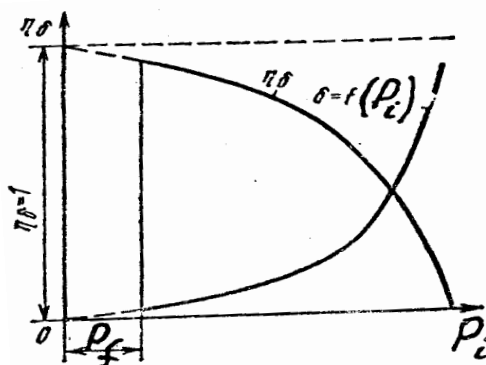
Bu formulani tashkil etuvchilari avval aniqlangan va izoxlangan.

2-jadval.

$P_i = \frac{P_{ul}}{\lambda \cdot G \cdot \varphi}$		0,4	0,6	0,65	0,7	0,8	0,9
Shataksirash yo'qotishi, δ	g'il.	0,084	0,126	0,152	0,18	0,27	0,46
	zan.	0,013	0,028	0,036	0,05	0,105	0,24

Agar $\delta=0$ bo'lsa $\eta_\delta =1$ bo'ladi. Ammo deformatsiyalanadigan tekislikda yuritkichlar xamma vaqt shataksiraydi, ya'ni $\delta \neq 0$. Misol sifatida aytish mumkin: g'ildirakli traktor ang'izda yuklamasiz yurganida ham yuritkichlar shataksirashi 4% ni tashkil qiladi. Agar traktor asfalt yoki beton yotqizilgan tekislikda

yuklamasiz xarakatlansa shataksirash eng kam bo‘lib $\delta \approx 0$ teng bo‘ladi. Tortish yuklamasi oshib borishi bilan yuritkich shataksirashi oshadi va shataksirash FIK - η_δ kamayib boradi. Agar agregatlangan jihozni qarshiligi traktorni tortish qobilyatidan oshib ketsa, traktor to‘liq shataksirashga uchraydi va shataksirash FIK η_δ eng kichik songa ega bo‘ladi yoki nolga teng bo‘lishi mumkin, unda $\eta_\delta = 0$, $\delta \rightarrow 1$.



12.3-rasm. Traktor agregatining yuklanish rejimini, tezlikni shataksirash natijasida yo‘qotishini e‘tiborga oluvchi FIK ga ta‘siri

Traktorni yuritkichlarini yumalashiga (xarakatlanishiga) qarshilik qiluvchi yo‘qotishlarni e‘tiborga oluvchi FIK η_f ni quyidagicha aniqlash mumkin:

$$\eta_f = \frac{P_{il}}{P_{il} + P_f} = \frac{P_{il}}{P_k} \quad (12.10)$$

bunda R_f – traktorni xarakatlanishiga qarshilik qiluvchi kuch.

Xarakatlanishga qarshilik qiluvchi kuchni xisoblash quyidagi formula bilan bajariladi:

$$P_f = G f, \quad (12.11)$$

bunda f – yumalashga qarshilik qiluvchi koeffitsient, berilgan dala yoki yo‘l sharoitiga va traktor yuritkichlarini turiga qarab adabiyotdan olinadi; G – traktorning og‘irligi.

Traktorni tortish – tishlashish sifatlarini tavsiflovchi koeffitsientlar qiymati

3-jadval

Yo‘l sharoiti	G‘ildirakli traktorlar			Zanjir tasmali traktorlar		
	f	φ_{max}	φ_j	f	φ_{max}	φ_j
Quruq dala yo‘li		0,7...0,9	0,65...0,8	0,05...0,08	0,9...1,1	0,75...0,85

	0,03...0,05					
Qo'riq, bo'z yer	0,05...0,07	0,7...0,9	0,65...0,8	0,06...0,08	1,0...1,2	0,85...0,95
Uch yillik bo'z yer	0,06...0,08	0,6...0,8	0,55...0,75	0,06...0,08	0,09...1,1	0,75...0,85
Donli usimliklar ang'izi	0,08...0,1	0,6...0,85	0,65...0,8	0,06...0,12	0,8...1,0	0,75...0,85
Ekishga tayyorlangan yer	0,16...0,18	0,4...0,6	0,35...0,55	0,09...0,15	0,6...0,7	0,55...0,65
Ko'p marta yurilgan qorli yo'l	0,03...0,04	0,3...0,4	0,3...0,35	0,06...0,09	0,5...0,7	0,55...0,65

Izox: f - yuritkichlarni xarakatlanishiga qarshilik qiluvchi koeffitsient; φ_{\max} – traktor yuritkichlarini tuproq (yo'l) bilan tishlashish sharti bo'yicha olinadigan maksimal tishlashish koeffitsienti; φ_j – shataksirash sharoiti va agrotexnik shartlarga asoslanib olinadigan jois tishlashish koeffitsienti.

Zanjir tasmani FIK ni quyidagicha aniqlash mumkin:

$$\eta_z = \eta_f \cdot \eta_\delta, \quad (12.12)$$

bunda η_f va η_δ traktorni xarakatlanish qarshiligi va zanjir tasmani shataksirash yo'qotishlarini e'tiborga oluvchi FIK lari.

Agar traktorni xarakatlanishiga qarshilik qiluvchi yo'qotishlarni e'tiborga oluvchi FIK ni alohida tasniflansa uni ikki FIK ga bo'lish mumkin:

η_i – zanjir tasmani yuritkichni qismlarining ishqalanishiga yo'qotiladigan quvvatni e'tiborga oluvchi FIK;

η_e – yerning vertikal zichlanishiga sarflanadigan yo'qotishlarni e'tiborga oluvchi FIK, ya'ni

$$\eta_z = \eta_i \cdot \eta_e \cdot \eta_\delta \quad (12.13)$$

Zanjir tasmali traktorlarni xarakatlanishiga qarshilik qiluvchi yo'qotishlarni e'tiborga oluvchi FIK miqdorini o'rtacha $\eta_z = 0,96$ deb olish mumkin.

Traktorni tortish FIK ni ko'rgazmali ifodalash uchun traktorni quvvat balansini grafik usulda, keltirish mumkin.

Grafikni qurishdan avval traktorga pog‘onasiz transmissiya o‘rnatilgan deb shart qo‘yiladi, sababi bu turdagi transmissiyada dvigatelni nominal quvvat bilan yuklatish mumkin.

Grafikni absissa o‘qiga traktorni ilmoqdagi tortish kuchi qo‘yiladi. Grafikda ikkita shtrix – punktir chiziqlarni o‘tkazish kerak – birinchisi shataksirash δ , ikkinchisi xarakatlanishga qarshilik qiluvchi koeffitsient f , ularni grafikdagi miqdori adabiyotdan olinadi.

Ordinata o‘qiga N_{dv} miqdorini belgilab absissa o‘qiga parallel chiziq o‘tkaziladi. $N_m = N_{dv} (1 - \eta_m)$ miqdorini o‘zgarmas deb qabul qilib N_{dv} chizig‘idan pastga qarab uning miqdori belgilanadi, undan ham absissa o‘qiga parallel chiziq o‘tkaziladi. N_{dv} va N_m parallel chiziqlar orasidagi shtrixlangan uchastka transmissiyadagi mexanik yo‘qotishlarga sarflangan quvvat miqdoriga adekvat bo‘ladi.

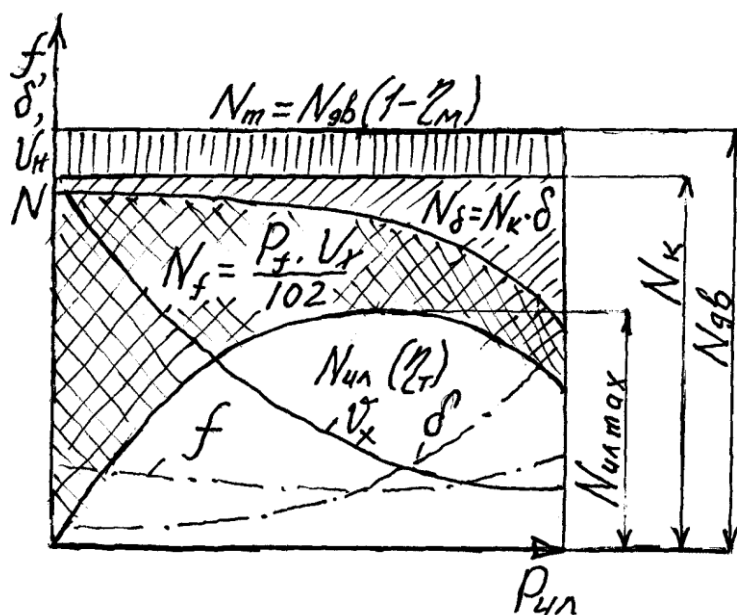
Yetakchi yuritkichlarga uzatilayotgan quvvat N_k ushbu ayrimaga teng bo‘ladi: $N_{dv} - N_{dv} (1 - \eta_m) = N_k$.

Grafikga avval chizilgan yordamchi egri chiziq δ ni yordamida bir necha nuqta aniqlab ularni miqdorini vertikal chiziqni pastiga qarab belgilab N_δ egri chizig‘i masshtabda chiziladi.

Xarakatlanish qarshiligini yengish uchun sarflangan quvvatni grafikka ifodalashdan avval traktorni ilmoqdagi yuklanish R_{il} ga nisbatan tezlikni o‘zgarish bog‘lanishi egri chizig‘ini quramiz.

Yetakchi yuritkichlarga keltirilayotgan quvvat N_k ni bir qismi shataksirishga sarflanadi. Bu quvvat miqdori shataksirash koeffitsientiga proporsional bo‘ladi:

$$N_\delta = N_k \cdot \delta \quad (12.14)$$



12.4-rasm. Quvvat balansi va potensial tortish tavsifnomasi

Ma'lumki $N_{il} = \frac{P_{il} \cdot v_x}{3,6 \cdot 10^3}$ bo'lganida nazariy tezlik:

$$v_n = \frac{3,6 \cdot 10^3 \cdot N_k}{P_k} = \frac{3,6 \cdot 10^3 \cdot N_k}{P_{il} + f \cdot G} \quad (12.15)$$

Ushbu 54 formulaga asoslanib $v_n = f(P_{il})$ bog'lanish bo'yicha egri chiziq quriladi.

Traktorni xarakatlantirish uchun sarflangan quvvat quyidagicha aniqlanadi:

$$N_f = \frac{P_f \cdot v_k}{3,6 \cdot 10^3} = \frac{f \cdot G \cdot v_n (1 - \delta)}{3,6 \cdot 10^3} \sum_{v_{min}}^{v_{max}} \quad (12.16)$$

Grafikda chizilgan $N_{il} = f(P_{il})$ egri chiziqni traktorni potensial tortish tavsifnomasi deb ataladi. Bu tavsifnomadan ko'rinib turibdiki traktor ilmog'idagi tortish kuch P_{il} bilan ishlaye oladi.

Nazorat savollari

1. Mashinani umumiy tortish FIK tenglamasini quvvat qiymatlari orqali yozib tushuntirib bering.
2. Mashinani umumiy tortish FIK tenglamasini turli FIK lar ko'paytmalari orqali yozib tushuntirib bering.

3. Agar traktor ilmog'iga hech narsa ulanmay harakatlansa tortish FIK nimaga teng bo'ladi?
4. Mexanik yo'qotishlarni e'tiborga oluvchi FIK miqdori nimaga bog'liq?
5. Yetakchi yuritkichlarni shataksirashini e'tiborga oluvchi FIK qaysi holatda katta va qaysi holatda kichik miqdorga ega bo'ladi?
6. Traktorni yuritkichlarini yumalashiga qarshilik qiluvchi yo'qotishlarni e'tiborga oluvchi FIK ni tushuntirib bering.

13 - §. ZANJIR TASMALI TRAKTORLARNI UMUMIY DINAMIKASI

Zanjir tasmali yuritkich bir – birlari bilan tutashgan bo'laklardan, ikkita yo'naltiruvchi va ikkita yetakchi temir g'ildiraklardan, tayanch va tutib turish katoklardan, amortizatsiyalash va taranglash qurilmalaridan iborat.

Odatda qishloq xo'jaligida ishlatiladigan zanjir tasmali traktorlarni yetakchi yulduzchasi orqa tomonda joylashgan bo'ladi (DT -75 M, T-4A, T-150).

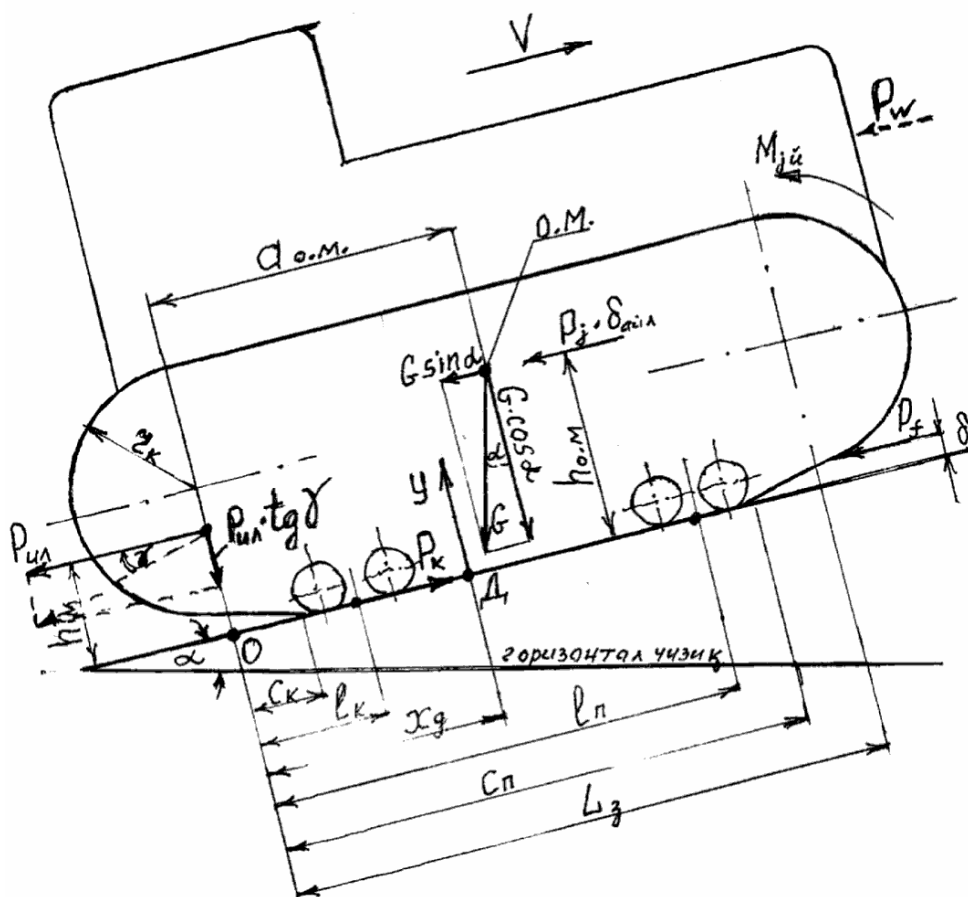
Yetakchi yulduzchaga keltirilgan burovchi moment urunma tortish kuchiga aylantirilib zanjir tasmani ishchi qismini yuklantirib traktorda yurituvchi kuch hosil bo'ladi.

Zanjir tasmali traktorni tirkama bilan α burchakli balandlikka o'zgaruvchan tezlikda to'g'ri chiziqli xarakatlanayotganida unga ta'sir qiluvchi kuch va momentlari tahlil qilinadi.

- O.M – og'irlik markaz nuqtasi;

- G , $G \cdot \sin \alpha$ $G \cdot \cos \alpha$ - traktorning og'irligi va uning xarakatlanish tekisligiga paralel va perpendikulyar yo'nalgan tashkil etuvchi vektorlari. Agar traktor gorizonta tekislikda xarakatlansa og'irlik markazi nuqtasidan faqat G kuch xarakatlanish tekisligiga perpendikulyar ta'sir qiladi;

- U – yerning zanjir tasmaga bosim markazi nuqtasidan ta'sir qiluvchi reaksiya kuchi;



13.1-rasm. Zanjir tasmali traktorga ta'sir qiluvchi kuch va momentlar.

- P_k – xarakatlanish tekisligiga parallel yo'nalgan traktorni urunma yurituvchi kuchi. Bu kuch birinchi uzatmada katta, keyingi uzatmalarda esa kamayib boradi;

- P_j – traktorni o'zgaruvchan tezlik bilan ilgariylanma xarakatlanayotgan massalarni inersiya kuchlari. Agar traktor xarakatlanmasa yoki o'zgarmas tezlik bilan xarakatlansa bu kuchning miqdori nolga teng bo'ladi, δ_{ayl} – traktorni o'zgaruvchan tezlik bilan xarakatlanganida dvigatel va transmissiyaning aylanuvchi massalarini shartli ortishini e'tiborga oluvchi koeffitsient, odatda bu koeffitsient $\delta_{ayl}=1,05...1,25$ ga teng;

- P_{il} – ilmoqdagi tortish qarshilik kuchi, agar mashina tirkamasiz xarakatlansa bu kuchning miqdori nolga teng bo'ladi;

- P_f – traktorni xarakatlanishiga qarshilik qiluvchi kuch, bu kuchni miqdori traktorning og'irligiga va xarakatlanish sharoitiga bog'liq, tuproq yumshoq bo'lsa bu kuch ko'p, qattiq yerda esa bu kuch kam miqdorga ega bo'ladi;

- P_w – traktorni old qismiga ta'sir qiluvchi havo qarshilik kuchi, zanjir tasmali traktorlar uchun bu kuch miqdorini e'tiborga olmasa ham bo'ladi;

- $M_{jy} (M_{jdv} + M_{jt} + M_{jz})$ – dvigatel, transmissiya va zanjir tasmani aylanuvchi qismlarini urunma yig'indi inersiya momentlari, ular miqdori nisbatan kam bo'lganligi sababli xisobga olinmaydi;

- a, h – og'irlik markaz nuqtasining xarakatlanish tekisligiga gorizont va vertikal koordinatalari;

- h_{il} – ilmoqdagi kuchning yerga nisbatan balandligi;

- L – Yetakchi yulduzcha va yo'naltiruvchi g'ildirak orasidagi masofa (bo'ylama baza);

- S_k – yarim bikr osmali traktorning yetakchi yulduzchasi o'qidan zanjir tasmani orqa qismini yerga tekkan nuqtasigacha bo'lgan masofa, odatda $S_k=0$ teng bo'ladi;

- S_p – yarim bikr osmali traktornig yetakchi yulduzchasi o'qidan zanjir tasmani old qismini yerga tekkan nuqtasigacha bo'lgan masofa, odatda $S_p=L$ teng bo'ladi;

- l_k – balansir osmali traktorning yetakchi yulduzcha o'qidan orqa balansirni o'rtasigacha bo'lgan masofa, bu masofa o'zgarmas bo'ladi;

- l_p – balansir osmali traktorning yetakchi yulduzcha o'qidan old balansirning o'rtasigacha bo'lgan masofa, bu masofa ham o'zgarmas bo'ladi;

- x_g – orqa yulduzcha o'qidan bosim markazi nuqtasi D gacha bo'lgan masofa. Bu masofa o'zgarishi mumkin.

Zanjir tasmali traktorlarni o'zgaruvchan tezlik bilan balandlikka α burchak ostida tirkama ulangan holatda harakatlansa tortish balans tenglamasi quydagicha yozilishi mumkin:

$$P_k = P_{il} + P_f \pm G \cdot \sin\alpha \pm P_j \cdot \delta_{ayl} \quad (13.1)$$

Barcha kuchlarni xarakatlanish tekisligiga proeksiyalash tenglamasini shunday yozish mumkin :

$$U = G \cos \alpha + P_{kr} \cdot \operatorname{tg} \gamma \approx G \cdot \operatorname{sos} \alpha \approx \lambda \cdot G, \quad (13.2)$$

bunda $P_{il} \cdot \operatorname{tg} \gamma$ ilmoqdagi tortish kuchini xarakatlanish tekisligiga perpendikulyar ta'sir qiladigan tashkil etuvchisi, zanjir tasmali traktorlar uchun $\lambda=1$.

Agar traktor gorizontal tekislikda harakatlansa, ya'ni $\alpha=0$ teng bo'lsa unda $\operatorname{sos} \alpha=1$ teng bo'lsa, shunda $U = G$ teng bo'ladi.

Traktorning yerga teng tasir etuvchi kuchlarning bosim markazi nuqtasi D dan, zanjir tasmaga yer tomonidan ta'sir qiladigan U kuchning yetakchi yulduzcha o'qigacha bo'lgan masofa x_g ning boshqa o'lchamlardan farqi shuki, u quyidagi ko'rsatkichlarga qarab o'zgarishi mumkin:

1. Xarakatlanish tekislikning balandlik α burchagi qancha kattaroq bo'lsa x_g masofa shuncha kichik bo'ladi.
2. Ilmoqdagi tortish kuchi P_{il} miqdori oshgan sari x_g masofa kamayadi chunki D nuqta orqaga qarab siljiydi.
3. Inersiya kuchi P_j ning ortishi ham bu masofani kamayishiga olib keladi.
4. Tirkalgan qishloq xo'jalik mashinani traktorga ulash uslubiga ham bog'liq –osma, yarim osma, tirkamali.

Nazorat savollari

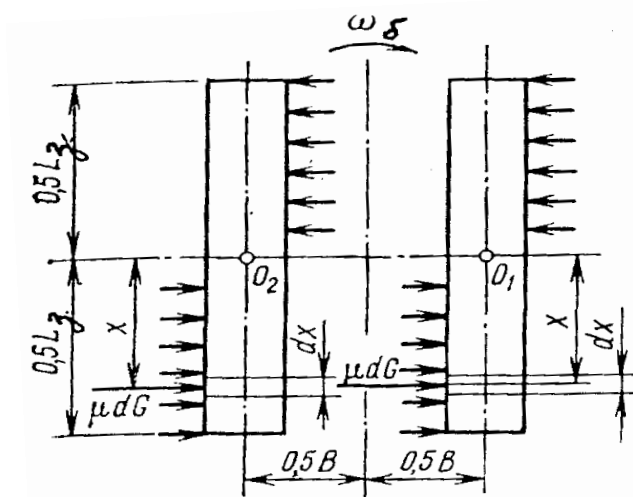
1. Zanjir tasmali traktorga ta'sir qiluvchi asosiy kuchlarni gapirib bering.
2. Traktorni zanjir tasmaga yer tomonidan ta'sir qiluvchi teng taqismlanuvchi Y kuchni izohlab bering.
3. x_d masofani sxemadan topib uning o'zgarishiga nimalar sababchi bo'lishligini izohlab bering.
4. Zanjir tasmali traktorlar osmalarini turlarini gapirib berib ularni qiyosiy tahlil qiling.

14 - §. ZANJIR TASMALI TRAKTORNI BURILISHIGA QARSHILIK QILUVCHI MOMENT

Traktorning burilishiga qarshilik qiluvchi moment zanjir tasmani tayanch qismlarini tuproq bilan kinematik bog‘lanishi hamda ta’sir qiluvchi kuchlarni bog‘lanishi orqali aniqlanadi. Umumiy holatda burilishga qarshilik qiluvchi moment quyidagi tashkil qiluvchilarga bog‘liq: zanjir tasma chetlari tomonidan tuproqni deformatsiyalashi, traktorni asosiy burilish radiusidan, zanjir tasmani tayanch yuzasi bilan tuproq orasidagi ishqalanishdan.

Zanjir tasmalarni O_1 va O_2 qutublar atrofida aylanishida u bilan tuproq orasida burilishga qarshilik qiluvchi ishqalanish kuchlari va boshqa yonlama reaksiyalar hosil bo‘ladi.

Avval qabul qilingan shartlariga ko‘ra burilishga qarshilik qiluvchi momentni hisoblovchi formula tuziladi. Chap va o‘ng tomondagi zanjir tasma qutublari $O_1 - O_2$ chizig‘idan X uzunlikdagi masofa joylashgan cheksiz kichik uzunlikdagi elementar uchastka d_x ajratiladi.



14.1- rasm. Traktorning burilishida uning zanjir tasmalariga ta’sir qiluvchi kuchlar sxemasi.

Har bir uchastkalarini tayanch yuzalariga uzatadigan elementar yuklanish aniqlanadi:

$$dG = \frac{0,5 \cdot G \cdot dx}{L_3}, \quad (14.1)$$

bunda $0,5 G$ –chap va o‘ng zanjir tasмага to‘g‘ri keladigan og‘irlik; L_3 – zanjir tasmani tayanch yuzasini uzunligi.

Traktorning og‘irlik kuchi chap va o‘ng zanjir tasmalarga teng taqsimlangan degan shart qo‘yiladi.

Zanjir tasmlarida ajratilgan har bir uchastkada burilishga qarshilik qiluvchi elementar kuch μdG ibora bilan ifodalanadi. Iboradagi μ - burilishda zanjir tasмага ta‘sir qiluvchi yo‘lning barcha yonlama reaksiyalarning hisobga oluvchi keltirilgan koeffitsient. Ushbu koeffitsient miqdori zanjir tasmani tayanch yuzasining uzunligida bir xil bo‘ladi deb qabul qilinadi. Qattiq yerlarda $\mu=0,7$ yumshoq yerlarda $\mu=1,0$ ga teng deb olish mumkin.

Har bir elementar kuch X elka uzunligida burilishga qarshilik qiluvchi moment hosil qiladi. Burilishga qarshilik qiluvchi yig‘indi momentni aniqlash formulasi yoziladi:

$$M_{\kappa} = 4 \int_0^{0,5L_3} \frac{\mu \cdot 0,5 G x dx}{L_3} = 0,25 \cdot \mu \cdot G \cdot L_3 \quad (14.2)$$

Shunday qilib zanjir tasmani traktorni burilishiga qarshilik qiluvchi moment traktorni og‘irligiga va zanjir tasmani uzunligiga hamda burilishga qarshilik qiluvchi keltirilgan koeffitsientga proporsional bo‘ladi.

Burilishga qarshilik qiluvchi keltirilgan koeffitsientni miqdoriga tuproqni fizik –mexanik xususiyatlari, zanjir tasma konstruksiyasi va tuproqda qoldirilgan iz chuqurligi, burilish radius miqdori kabi parametrlar ta‘sir qiladi.

Nazorat savollari

1. Traktorni burilishida zanjir tasmalarga qanday kuchlar ta‘sir qiladi?
2. Zanjir tasмага ta‘sir qiluvchi yo‘lning barcha yonlama reaksiyalarni hisobga oluvchi koeffitsient miqdori qancha olinadi?
3. Burilishga qarshilik qiluvchi yig‘indi moment qanday ko‘rsatkichlarga bog‘liq?

15.1- §. TRAKTOR AGREGATINI SHIG‘OV OLISHI

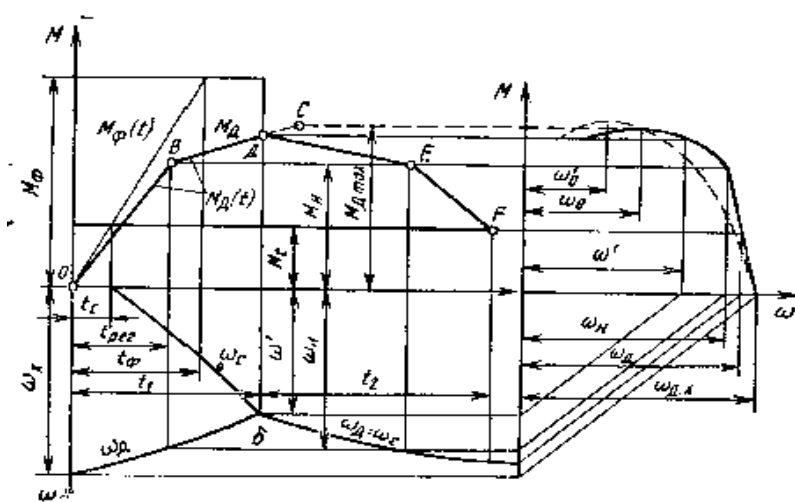
Traktor agregatini joyidan qo‘zg‘alishi xamda tez shig‘ov olish (разгон) xususiyati o‘ta dinamik sifat bo‘lib, traktorni transport ishlarida tabora keng qo‘llanilayotganini e‘tiborga olinsa, juda katta axamiyatga ega.

Traktor agregatini dastlabki tezlanishi xarakat davomida xarakatga qarshilik qiluvchi kuchlardan tashqari qo‘shimcha inertsiyon kuchlarni engadi. Ushbu kuchlar ta‘sirida dvigatel tirsakli valining aylanishlar chastotasi o‘ta past bo‘lishi oqibatida agregatni shig‘ov bilan xarakatlanishi mumkin bo‘lmay qolishi, dvigatel to‘xtab qolishi xam mumkin. Shuning uchun traktor agregati shig‘ov olish jarayonida xarakatlanayotganida shig‘ov olish imkoniyati mumkinligi va kerakli tezligacha shig‘ov olish vaqtini baxolash zarur.

Traktorning transmissiyasining turiga qarab agregatni kerakli tezligacha shig‘ov olish qobiliyati ko‘rib chiqiladi. Bu qobiliyat ikki usul bilan amalga oshirilishi mumkin:

- uzatma almashtirilmasdan;
- avval, xarakat davomida yig‘ilgan kinetik energiyani yo‘qotmasdan past uzatmadan yuqori uzatmaga bosqichma – bosqich o‘tish yo‘li bilan.

Traktor agregatini nazariy shig‘ov olish diagrammasi keltirilib taxlil qilinadi



15.1.1- rasm. Traktor agregatini nazariy shig‘ov olish diagrammasi.

Diagrammani yuqori yarmida dvigatelni burovchi moment M_{dv} egri chiziqlari va ilashish muftasini ishqalanish momenti M_f keltirilgan

Diagrammani pastki yarmida dvigatel tirsakli valining burchak tezliklar ω_{dv} egri chiziqlari va transmissiyani birlamchi valining burchak tezliklari $\omega_{c\omega}$ egri chiziqlari keltirilgan.

Transmissiyaning birlamchi valiga keltirilgan qarshilik momenti M_c o'zgarmas deb qabul qilingan

Diagrammadagi absissa o'qining yuqori qismining o'ng yarmida dvigatel momenti M_{dv} ni burchak tezligi $\omega = a$ bog'liqligini ko'rsatuvchi dvigatel tavsifnomasi keltirilgan. Tavsifnomani uzilmagan yaxlit chiziqlari dvigatelni statsionar tavsifnomasiga mos keladi, shtrix – punkt chiziqlar esa tirsakli valning sekinlashida oniy tavsifnomasiga mos keladi. Ingichka chiziqlar bilan dvigatel tavsifnomasidagi burovchi moment $M_{dv}=f(t)$ va tirsakli valni burchak tezlik $\omega_{dv}=f(t)$ chiziqlarini bir biri bilan bog'langanligi ifodalangan.

Diagrammada ilashish muftani ishqalashi momentini o'zgarish vaqti t_ϕ – to'g'ri chiziq qonuniyat bo'yicha qo'shilishi, mufta to'liq qo'shilgandan so'ng esa ishqalanish momenti M_f o'zgarmas qiymatga ega bo'ladi deb qabul qilingan.

Diagrammada dvigatel tavsifnomasini joylashi rejimida ishlayotganligini ifodalovchi chiziqlar burovchi momentni o'zgarishi xam to'g'ri chiziq qonuniyat bo'yicha o'zgaradi, chunki ilashish muftani ishqalanish momentini engish uchun dvigatelni aylanuvchi massalaridan urunma inersiya kuchlaridan foydalaniladi.

Dvigatel burovchi momenti M_H qiymatiga etganidan so'ng, dvigatelni ishlashi rostlagichni chegarasi bo'yicha davom etadi. Diagrammada bu jarayon BC to'g'ri chiziq bilan ifodalangan.

Transmissiyaning birlamchi vali t_c vaqt davomida aylana boshlaydi va keyin ortiqcha moment $M_\phi(t)-M_c$ ta'sirida burchak tezlik ko'payadi.

Dvigatel tirsakli valining burchak tezligi ω_{dv} rostlagichi ishlaydigan chiziq bo'yicha asta – sekin kamaya boshlaydi, korrektor ishga tushishini ifodalovchi chiziqda esa intensivroq kamayadi, chunki bunda ortiqcha moment $M_\phi(t) - M_{dv}(t)$ miqdori kamayadi.

Diagrammani δ nuqtasida tirsakli va transmissiyani birlamchi vallarini burchak tezliklari tenglashadi. Bundan keyin ilashish muftasi diskklarini toyishi to'xtaydi va traktorni shig'ov olishini birinchi davr vaqti t , yakunlanadi, so'ng dvigatelni tirsakli va transmissiyani birlamchi vallarini birgalikda tezlanish bilan aylanishi boshlanadi. Shuni aytish kerakki tezlanish miqdori ortiqcha momentlar ayirmasi $M_{\text{dB}}(t) - M_c$ qiymatiga bog'liq.

Dvigatel burovchi momentini o'zgarishi ΔE , taxminan rostlagichi ishlaydigan to'g'ri chizig'i bo'yicha o'zgaradi, undan keyin esa rostlagich ishlamaydigan ET, chizig'i bo'yicha o'zgarishi qabul qilingan.

Shig'ov olish jarayonini tadqiqot qilinganda traktor agregati o'rniga dinamik jixatdan unga ekvivalent (teng) bo'lgan modelni qo'llash qulay bo'ladi.

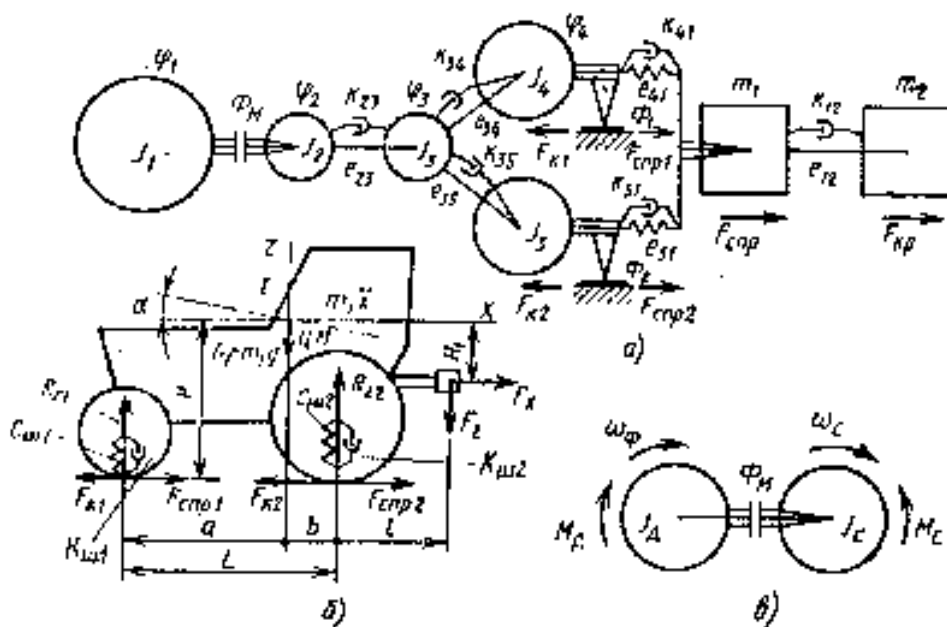
Dinamik modelni tarkibi beshta aylanuvchi massalarni inersiya momentlarini imitatsiya qiladi:

- J_1 dvigatelni aylanuvchi va ilgarilama qaytma xarakatlanuvchi massalarni;
- $J_{2..}$ ilashish muftasini aylanuvchi qismlarini massalarini;
- $J_{3..}$ transmissiyani aylanayotgan detallarini massalarini;
- $J_{4...}$ old etakchi g'ildirak va uni yuritmasidagi aylanayotgan massalarini;
- $J_{5...}$ orqa etakchi g'ildirak va uni yuritmasidagi aylanayotgan massalarini;

Undan tashqari olingan model quyidagi ko'rsatkichlarni xam imitatsiya qiladi:

- m_1 - traktorni ilgarilama xarakatlanayotgan massasini;
- m_2 - agregatlangan mashina massasini;
- Φ_M -traktorni ilashish muftasini aylanayotgan friksion elementlarini;
- Φ_1 -old etakchi g'ildiraklarini toyishini;
- Φ_2 -orqa etakchi g'ildiraklarini toyishini;
- F_{k1} -old etakchi g'ildiraklar xosil qilgan urunma kuchini;
- F_{k2} -orqa etakchi g'ildiraklar xosil qilgan urunma kuchini;

- F_{cnp1} -old g'ildiraklarni yumalashiga qarshilik qiluvchi kuchini;
- F_{cnp2} - orqa g'ildiraklarni yumalashiga qarshilik qiluvchi kuchini;
- F_{np} - traktorga agregatlangan qishloq xo'jalik mashinani qarshilik kuchini;



15.1.2 – rasm. Traktor agregatini ko'p massali dinamik modeli

J, α – mos ravishda, traktor massasi markazidan o'tadigan xamda traktorni ko'ndalang gorizontol o'qi atrofida aylanadigan inersiya momenti va traktorni burilish burchagi;

C_{m1}, C_{m2} - old va orqa g'ildiraklar shinalarining radial bikrligi;

K_{m1}, K_{m2} - old va orqa g'ildiraklari radial yo'nalishidagi dempferlanish koeffitsientlari;

R_{z1}, R_{z2} - yerning old va orqa g'ildiraklariga ta'sir qiluvchi reaksiya kuchlari;

F_z va F_x - ilmoqdagi yuklanishni vertikal va gorizontol tashkil etuvchilari;

L - traktorni bo'ylama bazasi;

a, b - traktorni massa markazini gorizontol va vertikal koordinatalari;

H, L - ilmoqdagi kuch nuqtasiga ta'sir qiladigan kuchni vertikal va gorizontol koordinatalari.

Traktor agregati o‘rniga dinamik modeldan foydalanilayotganida shig‘ov olish jarayonining ko‘rsatkichlariga tuproqning g‘ildirakka ta‘sir qiluvchi reaksiya kuchi R ning ta‘sir qilishini xisobga olish qulay bo‘ladi.

Kinetik energiyaning massalari va ularni ekvivalent almashtirilgan massalarini tenglamasini xisobga olingan xolda quyidagi iborani yozish mumkin:

$$\frac{J_c \cdot \omega_c^2}{2} = \frac{m_{ARP} \cdot V^2}{2} + \sum \frac{J_x \cdot \omega_x^2}{2} \quad (15.1.1)$$

bunda m_{arp} – traktor agregatining yig‘indi massasi; ω_c – traktor transmissiyasini birlamchi valining burchak tezligi; J_x va ω_x - mos ravishda agregatni aloxida aylanuvchi massalarini salt yurish xolatda inersiya momenti va burchak tezliklari.

Keltirilgan tenglamadan quyidagi iborani chiqarish mumkin:

$$J_c = m_{arp} \left(\frac{V}{\omega_c}\right)^2 + \sum J_x \left(\frac{\omega_x}{\omega_c}\right)^2 \quad (15.1.2)$$

Ushbu iboradan ko‘rinib turibdiki mashinani ilgirilama tezligi va traktor agregatini aloxida – aloxida aylanuvchi massalari kattaroq bo‘lsa, ekvivalent almashtirilgan massalarni inersiya momenti xam katta bo‘lishi kerak.

Shig‘ov olishni birinchi davrida, tirsakli valning burchak tezligini ω_d^1 xarfi bilan almashtirilsa ushbu tenglama kelib chiqishi mumkin:

$$\omega_d^1 = \omega_x - \int_0^{t_1} d\omega_d = \int_0^{t_1} \frac{M_\phi(t) - M_D(t)}{J_D} \cdot dt \quad (15.1.3)$$

Bunda ω_x – shig‘ov olishni boshlang‘ich davridagi tirsakli valning salt yurishdagi burchak tezligi; t_1 - shig‘ov olishni birinchi davrining umumiy davom etish muddati.

Ilashish muftasining qo‘shilish uchastkasida, ya‘ni $0 \dots t_M$ vaqt oralig‘ida muftani ishqalanish momenti quyidagicha aniqlanadi:

$$M_\phi = M_{\phi xuc} \cdot \frac{t}{t_M} = \frac{\beta \cdot M_{\phi s} \cdot t}{t_M} \quad (15.1.4)$$

bunda t - vaqtning joriy qiymati; β - ilashish muftasining zaxira koeffitsienti.

Ilashish muftani qo‘shilishidan to shig‘ov olishni birinchi davri tamom bo‘lganigacha, ya’ni $t_m \dots t_c$ vaqt oralig‘ida, muftani ishqalanish momenti doimiy qiymatga ega bo‘ladi deb qabul qilinadi $M_{\text{qxiuc}} = \beta \cdot M_{\text{d}\phi}$

Qilinadigan xisoblarni soddalashtirish maqsadida quyidagilar qabul qilinadi:

1) tavsifnomani rostdash qismida dvigatelni burovchi moment egri chizig‘i ilashish momentni ishqalanish momentini egri chizig‘i bilan bir chiziqqa joylashadi, yani ushbu vaqt ichida dvigatelni tirsakli valining aylanish chastotasi bir oz pasayishi e’tiborga olinmaydi;

2) o‘ta yuklanish sodir bo‘lganida tavsifnomadagi dvigatelni burovchi momenti doimiy qiymatiga ega bo‘lib nominal burovchi momentga teng deb olinadi.

Birinchi qabul qilingan shartga ko‘ra dvigatel shig‘ov olishda rostdash rejimda ishlagan vaqti shunday aniqlanadi:

$$t_{\text{pocm}} = \frac{t_m \cdot M_{\text{d}\phi}}{M_{\text{d}\text{qxiuc}}} = \frac{t_m \cdot M_{\text{d}\phi}}{\beta \cdot M_{\text{d}\phi}} = \frac{t_m}{\beta} \quad (15.1.5)$$

Ushbu iborani etiborga olib, avval aniqlangan tirsakli valning shig‘ov olishni birinchi davridagi burchak tezligi shunday aniqlanadi:

$$\omega_{\text{d}\phi}^1 = \omega_x - \int_{t_m}^{t_1} \frac{(\beta \cdot M_{\text{d}\phi} - M_{\text{d}\phi}) dt}{J_{\text{d}\phi}} - \int_{t_m}^{t_1} \frac{\beta \cdot M_{\text{d}\phi} - M_{\text{d}\phi}}{J_{\text{d}\phi}} \cdot dt \quad (15.1.5)$$

Tegishli o‘zgartirishlar kiritilgandan so‘ng yuqoridagi tenglamani shunday yozish mumkin:

$$\omega_{\text{d}\phi}^1 = \left(\omega_x - \frac{0.5 \cdot M_{\text{d}\phi}}{J_{\text{d}\phi}} \right) \left[2(\beta - 1) \cdot t_1 - \frac{(\beta^2 - 1) \cdot t_m}{\beta} \right] \quad (15.1.6)$$

Ilashish muftani to‘liq qo‘shilish vaqti t_m ni olimlar tomonidan taxminan $t_m = 1,5c$ olish tavsiya qilinadi.

Shunday qilib shig‘ov olishni birinchi davridagi vaqtni quyidagicha aniqlash mumkin:

$$t_1 = \frac{\left(\frac{\omega_x \cdot J_{\partial\epsilon}}{M_{\partial\epsilon}} + \frac{0,5 \cdot t_m}{\beta}\right) \left[(\beta^2 - 1) + J_{\partial\epsilon} \frac{\beta^2 - \gamma^2_{\partial\epsilon}}{J_c} \right]}{(\beta - 1) + \frac{J_{\partial\epsilon}(\beta - \gamma_{\partial\epsilon})}{J_c}} \quad (15.1.7)$$

Shig'ov olishni ikkincha davr vaqti quyidagi tenglama orqali aniqlanadi:

$$t_2 = \int_0^{t_2} dt = \int_{\omega_1}^{\omega^{11}} \frac{J_{\partial\epsilon} + J_c}{M_{\kappa} - M_c} \cdot d\omega_{\partial\epsilon} \quad (15.1.8)$$

Bunda $\omega_{\text{нв}}$ - shig'ov olishni oxirida tirsakli valning barqarorlashgan burchak tezligi.

Shig'ov olishni umumiy davom etish vaqti ushbu yig'indiga teng bo'ladi:

$$t_{\text{ш}} = t_1 + t_2$$

Traktor agregatini shig'ov olishda shataksirashini e'tiborga olish koeffitsentini quyidagicha aniqlash mumkin:

$$\eta_{\delta} = 1 - \delta_{\text{ш}} \approx 1 - (1,5 \dots 2) \cdot \delta$$

Bunda $\delta_{\text{ш}}$ va δ – berilgan yer sharoitida agregatni etakchi g'ildiraklarini mos ravishda shig'ov olishda va barqaror xarakatlanishidagi shataksirashlar miqdori. Olimlar takidlashicha $\delta_{\text{ш}}$ miqdori δ dan bir xil sharoitda 1,5...2 barobar katta bo'ladi.

Xarakatlanish tezligini oshirish shig'ov olishga qiyinchilik tug'diradi. Agregatni umumiy massasi va dvigatelni yuklanishi katta bo'lsa, agregatni joyidan qo'zg'alishini amalga oshirish uchun pastroq uzatmadan foydalaniladi, aks xolda dvigatel o'chib qolishi mumkin.

Nazorat savollari

1. Qaysi xollarda traktor agregati shig'ov bilan xarakatlanishi mumkin bo'lmaydi?
2. Shig'ov bilan xarakatlanishni fizik mohiyatini tushuntiring
3. Shig'ov olish qobiliyati qanday usullar bilan amalga oshirish mumkin?

4. Traktor agregatini nazariy shig‘ov olish diagrammasidagi ... nuqtasi nimani bildiradi?
5. Shig‘ovdagi tezlanish miqdori qanday momentlar ayirmasiga teng?
6. Qabul qilingan dinamik modelni tarkibiga qanday inersiya momentlarni imitatsiya qilinadi?
7. Shig‘ov olishni umumiy davom etish vaqti nimaga teng?

15.2 -§. AVTOMOBILNI SHIG‘OV BILAN HARAKATLANTIRISH

Avtomobilning tezligi yo‘l sharoiti va ish jarayonida tez – tez o‘zgarib turadi, masalan joyidan qo‘zg‘alishda, oldidagi xarakatlanayotgan mashinani quvib o‘tishda va xokazo. Shuning uchun qisqa vaqt ichida shig‘ov bilan xarakatlana olish – avtomobilni asosiy dinamik sifati hisoblanadi.

Avtomobilni shig‘ov bilan xarakatlanishi odatda bosqichma – bosqich sodir bo‘ladi, past raqamli uzatmadan yuqori uzatmaga asta – sekin o‘tish orqali. Tez vaqt ichida tezlikni maksimal oshira olish xususiyati (priemistost) quyidagi asosiy o‘lchamlar bilan tavsiflanadi: shig‘ov jarayonidagi tezlanish qiymati $-j$; shig‘ovni (razgonni) davom etish vaqti – t_{sh} , ya’ni avtomobilni tezligi belgilangan dastlabki tezlik qiymati v^1 dan oshirilishi kerak bo‘lgan tezlik miqdori v^{11} gacha sarflangan vaqt;

S_{sh} –avtomobilni shig‘ovlanish vaqtida bosib o‘tgan yo‘li.

Haydovchini maxorati ideal bo‘lganida avtomobilni tezlanishi eng katta qiymatga ega bo‘ladi:

$$j = \frac{g(D - \psi)}{\delta_{ayl}} \quad (15.2.1)$$

Formuladan ko‘rinib turibdiki tezlanish ikki omilga bog‘liq: $D - \psi$ ayirmasiga va avtomobilni aylanuvchi massalarini shig‘ovlanishiga qarshilik qiluvchi koeffitsient δ_{ayl} ga.

Ayrim xollarda shig‘ovni birinchi uzatmadan emas ikkinchi uzatmadan ham boshlash mumkin, odatda bu holat yuk avtomobillarda kuzatiladi.

Avtomobilni shig'ovlanish vaqtini, ya'ni v_{\min} tezlikdan belgilangan v_{\max} tezlikgacha sarflangan vaqti quyidagicha aniqlanadi:

$$t_{sh} = \sum_{v_{\min}}^{v_{\max}} \cdot V_{o'} / j_u \quad (15.2.2)$$

Shig'ovlanish vaqtida bosib o'tilgan yo'lni aniqlash uchun avval o'rtacha tezlik v_o' ni aniqlash kerak:

$$v_u = 0,5(v_1 + v_2) \quad (15.2.3)$$

Undan so'ng shig'ovlanish vaqtida bosib o'tilgan yo'l aniqlanadi:

$$S_{sh} = \sum_{v_{\min}}^{v_{\max}} V_{o'} \cdot t_{sh} \quad (15.2.4)$$

Avtomobilni haqiqiy shig'ovlanish jarayonning umumiy tavsiflash uchun quyidagi qiymatlar xizmat qiladi: qishloq xo'jaligida ishlaydigan yuk avtomobillarni asfalt qoplamali gorizontaal tekislik yo'llarda joyidan qo'zg'alganidan so'ng 14 m/s (50,5 km/soat) tezlikgacha shig'ovlanish vaqti 12...15 s ni tashkil qilishi kerak; shig'ovlanish bilan bosib o'tilgan yo'l 150...200m bo'lishi lozim.

Ushbu shartlarni engil avtomobilda shig'ovlanish 5...6 s da, bosib o'tilgan yo'l esa 40...80 m tashkil etishi lozim.

Yengil avtomobilni 28 m/s (101 km/soat) tezlikgacha shig'ovlantirilgan bo'lsa vaqt 30...40 s ni, bosib o'tilgan yo'l esa 400...600 m ni tashkil qiladi.

Nazorat savollari

1. Avtomobilni shig'ov bilan harakatlanganligida qanday ko'rsatkich inobatga olinadi?
2. Avtomobilning shig'ovlanish vaqti qanday aniqlanadi?
3. Avtomobilni shig'ovlanish vaqtidagi bosib o'tilgan yo'l qanday aniqlanadi?
4. Avtomobilning o'rtacha tezligi qanday aniqlanadi?

16-§. YUQORI QUVVATLI TRAKTORLARDAN RATSIONAL FOYDALANISH

Dvigatel maksimal aylanish sonlari rejimida ishlaganida ayrim qishloq operatsiyalarda u xosil qilgan quvvat to'liq foydalanilmaydi. Bu xol ayniqsa traktor egatlararo ishlatilganida yaqqol ko'zga tashlanadi, chunki ish jarayonida maksimal ishni tezlik va agregatni ishlov kengligi agrotexnika talablariga binoan chegaralanadi.

Traktor dvigateli tashqi tavsifnoma bo'yicha ishlatilganida tirsakli valga keltirilgan qarshilik moment miqdori ($M_{cl} = M_{dl}$) nominal burovchi moment M_n dan (- rasm) ancha kichik bo'ladi, solishtirma yoqilg'i sarfi esa dvigatelni nominal yuklamada ishlatilganiga miqdori nisbatan ancha ko'proq bo'ladi. Dvigatelni yuklamasi pasaytirilgan sari uning yoqilg'i tejamkorlik ko'rsatkichi yomonlashib boradi, ya'ni xar bir gektarga sarflangan xamda solishtirma yoqilg'i sarfi oshib boradi.

Solishtirma yoqilg'i sarfini samarali kamaytirish uchun dvigatelni yuklanishini oshirish lozim. Buni quyidagi usullar yordamida amalga oshirish mumkin: qishloq xo'jalik ekinlarga ishlov berilayotganida bir vaqtni o'zida bir necha texnologik operatsiyalarni bajarish va past uzatmada dvigatelni yuqori aylanishlar soni bilan ishlatish o'rniga transmissiyani yuqoriroq uzatmasini qo'shib, dvigatelni pastroq aylanishlar soni bilan ishlatish.

Turli texnologik operatsiyalarni bir vaqtda bajarish qishloq xo'jalik ekinlarga ishlov berishda perspektiv yo'nalish xisoblanadi.

Yuqori quvvatli traktor bir vaqtda bir necha operatsiyani bajarayotganida dvigatelga yuklama ortadi va u tavsifnomani solishtirma yoqilg'i sarfi kam zonasida ishlaydi, bu esa o'z navbatida bajarilgan ish birligiga sarflanayotgan yoqilg'i miqdorini kamayishiga olib keladi. Undan tashqari bir vaqtda bir necha operatsiya bajarilganida agregatni dalada yurish soni kamayib yerning zichlanishi kamayadi.

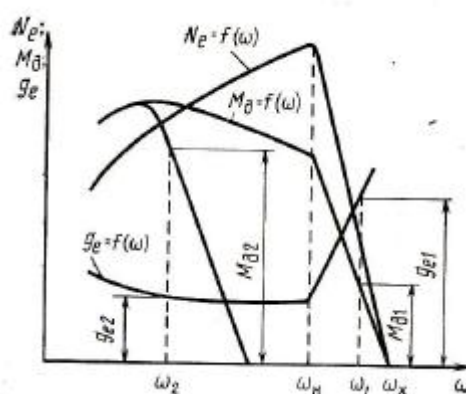
Traktorni transmissiyasini past uzatmadan yuqori uzatmaga o‘tib ishlatilganida dvigatelni aylanish sonlari kamaytirilib agregatni tezligi o‘zgaras qilib turilsa, dvigatelga moment bo‘yicha yuklanish oshadi va u tavsifnomani oraliq rejimida, yani solishtirma yoqilg‘i sarfi kam bo‘lgan zonada ishlaydi.

Dvigatelni tashqi tavsifnomadan oraliq tavsifnomaga o‘tish shartini aniqlash uchun agregatni texnologik ish unumini ushbu tavsifnoma parametrlaridan va foydalanish omillari orqali ifodalanadi;

$$W_2 = 360 \frac{N_{D2}}{K_{col}} \cdot \eta_{mop} \cdot \chi \cdot \tau = 0,36 \frac{M_{D2} \cdot \omega_2}{K_{col}} \cdot \eta_{mp2} \cdot \eta_{\delta} \cdot \chi \cdot \tau$$

$$W_1 = 360 \frac{N_{D1}}{K_{col}} \cdot \eta_{mop} \cdot \chi \cdot \tau = 0,36 \frac{M_{D1} \cdot \omega_1}{K_{col}} \cdot \eta_{mp1} \cdot \eta_{\delta} \cdot \chi \cdot \tau \quad (16.1)$$

Bunda N_{D1} va M_{D2} – dvigatelni tashqi va oraliq tavsifnomada ishlatilayotgan quvvatlari; M_{D1} va M_{D2} – dvigatelni ushbu rejimlarda xosil qilinadigan burovchi momentlari; ω_1 va ω_2 – dvigatel tirsakli valining ushbu rejimlardagi burchak tezliklari; K_{col} – mashina yoki qurolni solishtirma qarshiligi; η_{top} – traktorni tortish FIK; χ – ishlov berish kengligidan foydalanish koeffitsienti; τ – texnologik vaqtdan foydalanish koeffitsienti; η_{tp1} va η_{tp2} – past va yuqoriroq uzatmalarda transmissiyaning FIK



16.1- rasm. Dvigatelni tashqi va oraliq tavsifnomaga mos keladigan ish jarayonidagi yuklanishni o‘zgarish grafigi.

Dvigatelni past aylanish sonlari rejimiga o‘tilganida, agregatni ish unumi saqlanib qolishi kerak (chunki agregatni ilgari tezligi saqlanib qoladi), yani

$W_1=W_2$ ushbu parametrlar qiymatlarini tenglamani o‘z joyiga qo‘yilganidan so‘ng, quyidagi ibora kelib chiqadi:

$$M_{d1} \cdot \omega \cdot \eta_{tr} = M_2 \cdot \omega_2 \cdot \eta_{tr2} \quad (16.2)$$

Agregatni ish unumi dvigatelni bir aylanish sonlar rejimidan ikkinchi rejimga o‘tganida bir xil bo‘lishi uchun, uning haqiqiy tezligi xam o‘zgarmasligi shart yani...

$$\text{Agar } V_1 = \frac{CO_1 \cdot r_k \cdot \eta_b}{i_{tr}} \quad \text{va} \quad V_2 = \frac{CO_1 \cdot r_k \cdot \eta_b}{i_{tr}}$$

$$\text{bo‘lsa unda; } \frac{\omega_1}{i_{tr1}} = \frac{\omega_2}{i_{tr2}}$$

bunda i_{tr1} va i_{tr2} – transmissiyani pastki va yuqori uzatmalaridagi uzatish sonlari.

Ikki tenglamani qo‘shib echilganida quyidagi ibora kelib chiqadi:

$$M_{d2} = M_{d1} \cdot \frac{i_{tr1}}{i_{tr2}} \cdot \frac{\eta_{tr1}}{\eta_{tr2}} \quad (16.3)$$

Bunda η_{trp1} va η_{trp2} – transmissiyani pastki va yuqori uzatmalaridagi FIK.

Agar xaydovchi agregat bilan ratsional uzatma tanlab ishlasa, dvigatelga moment miqdori bo‘yicha maksimal yuklama xosil qilinadi, yani dvigatel minimal yoqilg‘i sarflanadigan zonada ishlashini ta‘minlaydi.

Dvigatelni tashqi tavsifnoma bo‘yicha ishlaganida (past uzatmada katta aylanishlar soni bilan) gektar boshiga sarflanadigan yoqilg‘i miqdori quyidagicha aniqlanadi:

$$Q_{yon1} = \frac{G_1}{W_1} = G_{yon1} \cdot K_{sol} / 0.36 \cdot M_{d1} \cdot \omega_1 \cdot \eta_{tr} \cdot \eta_b \cdot \eta_f \cdot \chi \cdot \tau = D_{yon1} \cdot K_{sol} / 0.36 \cdot \eta_{tr2} \cdot \eta_b \cdot \eta_f \cdot \chi \cdot \tau \quad (16.4)$$

Ushbu ko‘rsatkich oraliq tavsifnoma bo‘yicha (yuqoriroq uzatmada kichik aylanishlar soni bilan) quyidagicha aniqlanadi:

$$Q_{yon2} = \frac{G_{yon2}}{W_2} = \frac{D_{yon2} \cdot K_{sol}}{0.36 \cdot \eta_{tr2} \cdot \eta_b \cdot \eta_f \cdot \chi \cdot \tau}; \quad (16.5)$$

Bunda G_{yon1} va G_{yon2} – agregat bir soat ishlatilganida tashqi va oraliq tavsifnoma bo‘yicha dvigatel sarf qilgan yoqilg‘i miqdorlari:

$$D_{yon1} = \frac{G_{yon1}}{M_{d1} \cdot \omega_1} \text{ va } D_{yon2} = \frac{G_{yon2}}{M_{d2} \cdot \omega_2} \quad (16.6)$$

tashqi va oraliq tavsifnoma bo'yicha ishlatilganida dvigatelni solishtirma yoqilg'i sarfi.

Dvigatelni tashqi tavsifnomadan oraliq tavsifnomaga o'tkazib ishlatilganida yoqilg'i tejamligini %da ushbu formula bo'yicha aniqlash mumkin:

$$\Delta Q_{yon} = \frac{Q_{yon1} - Q_{yon2}}{Q_{yon1}} \cdot 100 = \frac{Q_{yon1} - Q_{yon1} \cdot \frac{D_{yon2}}{D_{yon1}}}{Q_{yon1}} \cdot 100 = \left(1 - \frac{D_{yon2}}{D_{yon1}}\right) \cdot 100 \quad (16.7)$$

Tortish sinfi 1,4 va 2,0 bo'lgan universal – chopiq yuqori quvvatli traktorlardan foydalanilayotganida ushbu usulni samarali ekanligini sinov tashkilotlari tomonidan tasdiqlangan.

Nazorat savollari

1. Tashqi va oraliq tavsifnoma bo'yicha dvigatelni ishlashini qanday tushunasiz?
2. Bir vaqtda bir necha operatsiyalarni bajarish qanday afzalliklarga ega
3. Agregatni texnologik ish unumi qanday parametrlarga bog'liq?
4. Dvigatel oraliq xarakteristika bo'yicha ishlaganida yoqilg'i sarfi qanday tejaladi?

17-§. AVTOMOBILNI TORTISH DINAMIKASI

Traktor va avtomobillarning kuch balans tenglamasidan ma'lumki avtomobilning yetakchi g'ildiraklari va yo'l orasida hosil bo'lgan yurituvchi kuch R_k avtomobilga ta'sir qilayotgan tashqi qarshilik kuchlarni engishi va mashinaga tegishli tezlanish bilan harakatlanishiga sarflanadi.

Avtomobilning tortish dinamikasini hamda shig'ov (razgon) bilan xarakatlanishni o'rganish uchun kuch bilans tenglamasidan foydalaniladi. Tenglamani yozish uchun quyidagi shartlar qo'llaniladi:

- avtomobil tirkamasiz xarakatlanadi;
- xarakat gorizontal yo'lda bajariladi;
- xarakat tezlanish bilan sodir bo'ladi;

Ushbu shartlardan kelib chiqib kuch balans tenglamasi shunday ifodalanadi:

$$P_k = P_w + P_f + P_j \cdot \delta_{ayl} \quad (17.1)$$

bunda $P_k - P_w = P_f + P_j \cdot \delta_{ayl}$

$$P_k - P_w = G(\psi + j \frac{\delta_{ayl}}{g}) \quad (17.2)$$

bunda Ψ -yo'lning umumiy qarshiligi. Tenglamani o'ng va chap qismini G ga bo'linsa quyidagi ibora kelib chiqadi:

$$\frac{P_k - P_w}{G} = \psi + j \frac{\delta_{ayl}}{g} \quad (17.3)$$

Ushbu tenglamada $R_k - R_w$ ayirma avtomobil xarakatlanishiga qarshilik qiluvchi barcha tashqi kuchlarni (R_w kuchdan tashqari) engish uchun kerak bo'lgan tortish kuchi deb ataladi. Ushbu ayirma avtomobilni og'irlik kuchi G ga proporsional bo'ladi, shuning uchun $\frac{P_k - P_w}{G}$ kasri avtomobil og'irlik birligiga keltirilgan tortish kuchi zahirasini (zapasini) tavsiflaydi. Bu ko'rsatkich avtomobilni tortish -tishlashish dinamik o'lchami bo'lib dinamik faktor deb ataldi va D xarf bilan belgilanadi:

$$D = \frac{P_k - P_w}{G} \quad (17.4)$$

Tenglamani tashkil qiluvchilarini qiymatlarini o‘rniga qo‘yilgandan so‘ng:

$$D = \frac{\eta_m \frac{M_{dv} \cdot i_{tr}}{r^k} - \frac{k \cdot f \cdot v^2}{(3,6)^2}}{G} \quad (17.5)$$

bunda η_m – mexanik yo‘qotishlarni e‘tiborga oluvchi FIK; M_{dv} – dvigatelni burovchi momenti; i_{tr} – ulangan uzatmadagi transmissiyaning uzatish soni;

r_k – yetakchi g‘ildirakni yumalash radiusi; k – suyurilik koeffitsienti; F – avtomobilni old yuzasi; v – tezlik.

Dinamik faktor D ni har bir uzatmada dvigatelni to‘liq yuklama bilan va drosil zaslonkasi to‘liq ochilgan holatda aniqlanadi.

Avtomobilni dinamik tavsifnomasini qurish uchun (12.5) tenglamadan foydalaniladi. Bu ishni bajarishdan avval quyidagi joriy qiymatlarini shartli ravishda qabul qilinadi:

$$n_1 = 0,2 \cdot n_{dv}$$

$$n_4 = 0,6 \cdot n_{dv}$$

$$n_2 = 0,4 \cdot n_{dv}$$

$$n_5 = 0,8 \cdot n_{dv}$$

$$n_3 = 0,5 \cdot n_{dv}$$

$$n_6 = n_{dv}$$

I. Dvigatelni qabul qilingan joriy aylanishlar chastotasiga asoslanib dvigatel quvvatini joriy qiymatlari N_i larni aniqlaymiz (6 ta qiymat):

$$N_i = N_{dv} \left[S_1 \frac{n_i}{n_{dv}} + S_2 \left(\frac{n_i}{n_{dv}} \right)^2 - \left(\frac{n_i}{n_{dv}} \right)^3 \right] \quad (17.6)$$

bunda N_{dv} – dvigatelni effektiv quvvat miqdori, adabiyotdan olinadi; n_i – dvigatel aylanishlar chastotasini joriy miqdorlari shartli ravishda qabul qilingan qiymatlardan olinadi; n_{dv} – dvigatelni nominal aylanishlar chastotasi, adabiyotdan olinadi; S_1, S_2 – avtomobilga o‘rnatilgan dvigatelni turini tavsiflash koeffitsientlari: $S_1=1; S_2=1$ – karbyuratorli dvigatellar uchun; $S_1=0,7; S_2=1,3$ – dizellar uchun.

II. Dvigatelni aniqlangan oltita quvvat qiymatiga asoslanib burovchi moment (6ta) qiymatlari aniqlanadi:

$$M_i = 9,55 \cdot 10^3 \frac{N_i}{n_i}, \quad (17.7)$$

bunda N_i –dvigatel quvvatini joriy qiymatlari; n_i –dvigatel aylanishlar chastotalarining qabul qilingan qiymatlari.

III. Har bir uzatma uchun avtomobilning joriy nazariy tezligi, har bir uzatmada oltita qiymat aniqlanadi, agar to‘rtta uzatmani olsak, aniqlanadigan nazariy tezlik qiymatlari 24 ta bo‘ladi:

$$v_{ni}^i = 0,377 \frac{n_i \cdot r_k}{i_i} \quad (17.8)$$

bunda v_{ni}^i har bir uzatmadagi nazariy tezlikni qiymatlari (har bir uzatmada 6 ta); i_i –qo‘shilgan uzatmadagi transmissiyaning uzatish soni; r_k –yetakchi g‘ildirakni yumalash radiusi (adabiyotdan olinadi)

IV. K –suyurlik koeffitsienti, bu koeffitsientni miqdori avtomobil turiga bog‘liq, adabiyotdan olinadi. Masalan yuk avtomobillarda $k=0,2...0,35 \frac{N \cdot s^2}{m^4}$,

tirkama bilan xarakatlanuvchi avtomobillarda $k=0,6...0,75 \frac{N \cdot s^2}{m^4}$

V. Avtomobilni havoga qarshilik qiluvchi yuzasi, F . Dinamik faktor aniqlanilayotganda o‘zgarmaydi:

$$F=N \cdot V, \quad (17.9)$$

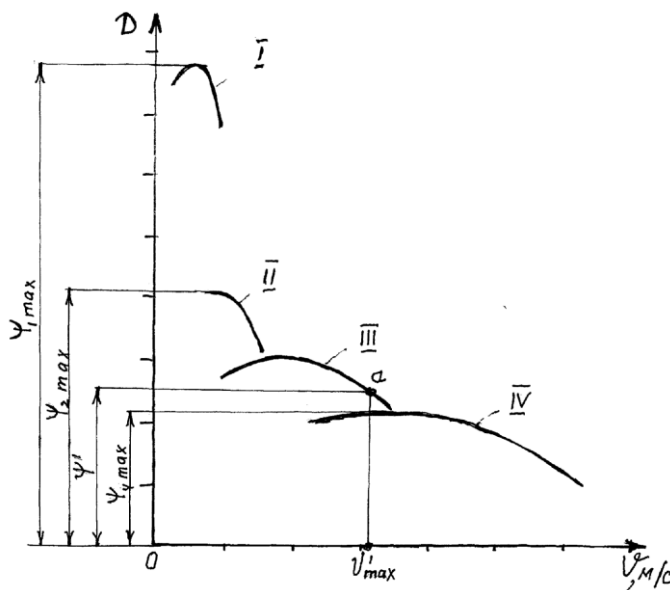
bunda N –avtomobilni havoga qarshilik qiluvchi yuzasini balandligi; V –yuza kengligi. Havo qarshilik qiluvchi yuza miqdori adabiyotdan ham olinishi mumkin: $F=4,5...6,5m^2$ –yuk avtomobillarda; $F=1,3...2,8m^2$ –engil avtomobillarda.

Aniqlangan ma’lumotlarga asoslanib dinamik tavsifnoma quriladi.

Avtomobilni dinamik tavsifnomasi yordamida turli masalalarni echish mumkin, shu jumladan:

1. Agar yo‘lning umumiy qarshilik koeffitsient miqdori Ψ ma’lum bo‘lsa avtomobil o‘zgarmas tezlik bilan xarakatlanganida birinchidan qaysi uzatmada, ikkinchidan qanday maksimal tezlikda xarakatlanish mumkinligini aniqlash

mumkin. 10 rasmda yo‘l qarshilik koeffitsienti Ψ^1 bo‘lganida III uzatmada V_{\max}^1 tezlik bilan xarakatlanishi mumkinligi ko‘rsatilgan.



12.1-rasm. Mexanik transmissiyali yuk avtomobilni dinamik tavsifnomasi

I,II,III,IV –uzatmalar raqami; $\Psi_{1\max}$, $\Psi_{2\max}$, $\Psi_{3\max}$, $\Psi_{4\max}$ - I,II,III va IV uzatmalaridagi maksimal umumiy yo‘l qarshilik koeffitsienti;

v_{\max} – III uzatmada Ψ^1 yo‘l qarshilik koeffitsient miqdoridagi maksml tezlik (misol sifatida berilgan).

2. Avtomobilni har bir uzatmada o‘zgarmas tezlik bilan xarakatlansa yo‘lning qanday eng katta umumiy qarshilik koeffitsientini engish mumkinligini dinamik tavsifnomadan aniqlash mumkin.

3. Avtomobilni belgilangan yo‘l sharoitida qanday balandlik burchagini eng olishini va qanday tortish kuchi bilan xarakatlana olishini aniqlash mumkin. Odatdagi yo‘llarning umumiy qarshilik koeffitsienti $\Psi=f+i$ ga teng deb olsa bo‘ladi. Bunga asoslanib avtomobilni belgilangan uzatmada balandlikka harakatlana oladigan burchak miqdori quyidagicha aniqlanadi:

$$i=D-f \quad (17.10)$$

Xarakatlana oladigan balandlik burchagini oshirish uchun, avtomobillarning inersiya momentidan foydalanish mumkin, unda:

$$i = D - f + \delta_{ayl} \frac{j}{G} \quad (17.11)$$

Shuning uchun balandlikni engish uchun kinetik energiya to'plash maqsadida avtomobilni balandlikka chiqishdan avval shig'ov bilan xarakatlantiriladi.

Nazorat savollari

1. Avtomobilning kuch balans tenglamasini keltiring va bu kuchlarni sxemadan ko'rsatib bering.
2. Yo'lning umumiy qarshiligi qanday qarshiliklardan tashkil topgan?
3. Avtomobilning dinamik faktoriga izoh berib formulasini keltiring.
4. Avtomobilni nazariy va haqiqiy tezlik formulalarini keltirib tushuntirib bering.
5. Avtomobilni dinamik tavsifnomasi yordamida qanday masalalarni echish mumkin?

18-§. AVTOMOBILNI YOQILG'I TEJAMKORLIGI

Yoqilg'i sarfini kamaytirish hozirgi zamoni eng dolzarb masalalaridan biri hisoblanadi.

Ma'lumki traktorlar yoqilg'i sarfini aniqlashda solishtirma yoqilg'i sarfi iborasi qo'llaniladi, bu qiymat dvigatelni tejamkorligidan, uning yuklanish darajasidan va traktorni tortish FIK ga bog'liq bo'ladi.

Avtomobillarda berilgan yo'l sharoitida o'zgarmas va ma'lum tezlik bilan 100 km masofani bosib o'tish uchun G miqdordagi yoqilg'i sarfi aniqlanadi;

$$G = G_o \cdot t, \quad (18.1)$$

bunda G_o –avtomobil dvigatelni oniy sarflangan yoqilg'i miqdori, l; t -100 km masofani bosib o'tishga sarflangan vaqt:

$$G_o = \frac{g_e \cdot Ne}{10^3 \cdot P_{yo}}; \quad t = \frac{100}{3,6 \cdot v} \quad (18.2)$$

Oniy yoqilg'i sarfi va vaqt qiymatlarini formulaga qo'yilgandan so'ng:

$$S = \frac{g_e \cdot N_e}{10^3 \cdot P_{yo}} \cdot \frac{100}{3,6 \cdot v} \quad (18.3)$$

bunda g_e –dvigatelni berilgan ishlash rejimiga mos solishtirma yoqilg‘i sarfi, karbyuratorli dvigatellar uchun $g_e=250...320 \frac{g}{kVt \cdot soat}$ dizellarda $g_e=210...280 \frac{g}{kVt \cdot soat}$; N_e –dvigatelni effektiv quvvati, kVt; ρ_{yo} –yoqilg‘i zichligi, kg/l; v - avtomobil tezligi, m/s.

Agar yo‘lning umumiy qarshiligi R_ψ va havo qarshilik kuchi R_w ma’lum bo‘lsa dvigatel quvvati shunday aniqlanadi:

$$N_e = \frac{(P_\psi + P_w) \cdot v}{10^3 \cdot \eta_m} \quad (18.4)$$

bunda η_m –transmissiyaning mexanik FIK.

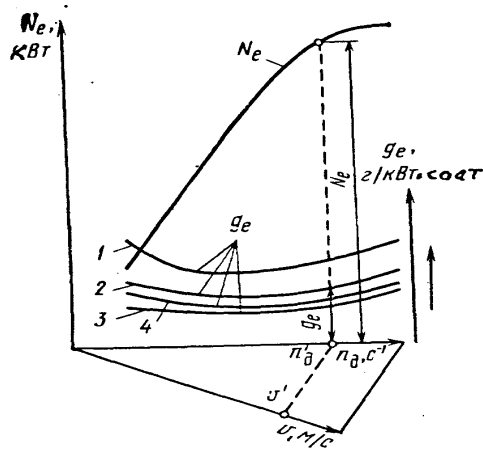
Solishtirma yoqilg‘i sarfi g_e dvigatelni ishlash rejimi va tejamkorligiga bog‘liq. Bu ko‘rsatkich juda keng oralig‘ida o‘zgaradi, bunga dvigatel quvvatini va aylanishlar chastotasini o‘zgarishi sababchi bo‘ladi. Solishtirma yoqilg‘i sarfini aniqlash uchun 14-rasmdagi grafikdan foydalanish mumkin.

Grafikda drossel zaslonkasi to‘liq ochilganida effektiv quvvat N_e egri chiziqlari va turli yuklanishda hosil bo‘lgan solishtirma yoqilg‘i sarfi egri chiziqlari keltirilgan tavsifnoma ifodalangan. Egri chiziqlar stendda o‘tkazilgan sinov ma’lumotlari asosida qurilgan.

Avtomobilni maksimal harakatlanish tezliklari, yo‘l sharoitini yomonlashishi va yo‘lning umumiy qarshilik koeffitsienti Ψ ni oshishi natijasida kamayadi.

Yoqilg‘i tejamkorligiga turli omillarini ta’sir qilishini uchun 81 formuladagi N_e o‘rniga 82 formuladagi N_e qiymati qo‘yiladi:

$$G = \frac{g_e (P_\psi + P_w)}{3,6 \cdot 10^4 \cdot \eta_m} \quad (18.5)$$



18.1-rasm. Avtomobil dvigatelini drossel tavsifnomasi.

1-dvigatel 35...40% yuklanganida; 2- 55...60% da; 3- 80...85% da; 4-dvigatel 100% yuklanganida.

Formuladan ko‘rinib turibdiki avtomobilni yoqilg‘i tejamkorligi asosan ikki omilga bog‘liq –yoqilg‘ini solishtirma sarfiga va xarakatlanish qarshiligiga.

Qishloq xo‘jaligida foydalanadigan yuk avtomobillarni tejamkorligini ta‘minlaydigan tezliklari 13...19 m/s (47...68 km/soat) engil avtomobillarni 17...22 m/s (61...80 km/soat) qamrovida bo‘ladi.

Shuni aytish kerakki avtomobilni xarakatlanish tezligi tanlanayotganda faqat maqbul yoqilg‘i tejamkorlik shartidan kelib chiqmaslik lozim. Bu shartdan tashqari samaradorlik va yuk tashish tannarxi kabi omillarni ham etiborga olish joiz.

Spravochniklarda (ma‘lumotnomalarda) avtomobillarni 100 km ga sarflanadigan nazorat yoqilg‘i miqdori keltiriladi. Bu ko‘rsatkich mazkur avtomobillarga odatda xarakatlanadigan yo‘l sharoitida, dvigatelni to‘liq yuklamada, o‘zgarmas tezlikda va to‘g‘ridan to‘g‘ri uzatmada xarakatlanganida sarflanadigan yoqilg‘i miqdori ko‘rsatiladi.

Avtomobilning yoqilg‘i saqlash baki bir marta to‘ldirilgandan so‘ng qo‘shimcha yoqilg‘i quyilmasdan necha km yo‘l yurishi mumkinligi quydagicha aniqlanadi:

$$S_{zax} = \frac{10 \cdot F_{\delta}}{G} \quad (18.6)$$

bunda F_b - avtomobil yoqilg'i bakining xajmi; G -100 km masofaga yoqilg'i sarfi.

Yoqilqi tejamkorligiga xaydovchining avtomobilni boshqarish maxorati xam salmoqli tasir qiladi. Dvigatelni eng tejamkor rejimda ishlatish, maqbul tormozlash usulini tanlash, avtomobilni inersiya kuchi va kinetik energiyasidan to'g'ri foydalanish kabi omillar ham yoqilg'i tejamkorligiga ta'sir qiladi.

Nazorat savollari

1. Avtomobilni yoqilg'i sarfi qanday aniqlanadi?
2. Avtomobil dvigatelini drossel tavsifnomasini tushuntirib bering.
3. Solishtirma yoqilg'i sarfi nimani bildiradi.
4. Agar yo'lning umumiy qarshilik kuchi va havoni qarshilik kuchi ma'lum bo'lsa dvigatel quvvati qanday aniqlanadi?
5. Avtomobilning yoqilg'i tejamkorligi qanday asosiy omillarga bog'liq?
6. Avtomobilni yoqilg'i zahira miqdori qanday aniqlanadi?

19-§. POG'ONASIZ TRANSMISSIYALI MASHINALARNI O'ZIGA XOS TORTISH DINAMIKASI

Transmissiyalarni asosiy baholash mezonlari-ularni o'z xususiyatlari boyicha ideal transmissiyaga yaqinligi hisoblanadi. Ideal transmissiyani asosiy xususiyati-yol sharoitiga qarab harakat tezligini avtomatik ozgartirish hisobiga dvigatelni hamma vaqt maksimal quvvatiga binoan yuklama berish. Ideal transmissiyada texnik, konstruktiv ekologik, foydalanish va ergonomik xususiyatlardan jami 29tasi mavjud

Ushbu xususiyatlardan mexanik transmissiyalarda 12ta, gidromexanikda - 21ta, gidrohajmligida-24 va elektrikda-25ta xususiyatlar mavjud. Ko'rinib turibdiki, gidrohajmli va elektrik turdagi transmissiyalar o'z xususiyatlar soniga ko'ra ideal transmissiyaga yaqinroq. Ammo ushbu transmissiyalarda kamchiliklar ham mavjud, masalan: o'ta katta massa va o'lchamlari, F.I.K miqdori pastligi, nisbatan yuqori narxi va nihoyat noyob va rangli materiallarni sarflanishi. Shuning uchun bu turdagi transmissiyalar avtomobillarda keng qo'llanilmaydi.

Pog'onali transmissiyalardan avtomobilsozlikda keng tarqalgan turlari-bu burovchi moment o'zgartirgichidan (gidrotransformator) va u bilan birga ishlovchi shesterniyali reduktordan iborat gidromexaniktransmissiyadir. Gidrotransformatorlarni asosiy avzalliklaridan biri bu mashinaga tashqwi ta'sir qiluvchi qarshiliklar miqdoriga qarab transmissiyani uzatish sonini avtomatik ravishda o'zgartirib beradi. Undan tashqari gidrotransformator avtomobilni yetakchi g'ildiraklariga quvvat uzatishni uzmasdan uzatmani ravon almashtirishi mumkin

Gidrotransformatorlarda burovchi moment uzatilayotganida uning ichidagi bo'shliqlarda sirkulatsiya qiluvchi suyuqlikni (kam qovushqoqli moy) markazda qochma energiyasidan foydalaniladi

Eng oddiy transformator dvigatelni tirsakli validan harakat oluvchi markazdan qochma turdagi nasosdan, avtomobilni yetakchi g'ildiraklari bilan mexanik yuritma orqali ulangan turbinadan va qo'zg'almas qilib mahkamlangan parrakli reactor g'ildiragidan iborat. Gidrotransformatorning – nasos, turbina va reactor g'ildiraklari yopiq hajmli bo'shliqni tashkil qiladi, ish jarayonida bu bo'shliqda suyuqlik doimiy ravishda nasosdan turbinaga , undan reactor parraklariga va undan keyin yana nasos g'ildiragiga o'tib harakatlanadi . Nasos g'ildiragidan harakat olgan suyuqlik oqimi u bilan birga aylanishdan tashqari markazdan qochma kuch ta'sirida unga nisbatan ham harakatlanib, turbine g'ildirak parraklariga urilib uni aylantiradi

Gidrotransformatorlarni barqarorlashgan ish rejimida uning g'ildiraklariga ta'sir qiluvchi yig'indi burovchi momentlar nolga teng bo'ladi va buni shunday yozish mumkin:

$$M_t = M_{nas} + M_r \quad (19.1)$$

bunda M_r , M_{nac} va M_p – turbine , nasos va reactor g'ildiraklaridagi burovchi momentlar

Ushbu tenglamadan ko'rinib turibdiki, nasos g'ildirak validan turbine g'ildirak valiga uzatilayotgan burovchi moment reaktor g'ildiragi tomonidan hosil qilinadigan burovchi moment M_r tomonidan o'zgartiriladi

Reaktiv moment M_r ni hosil qilinishi uning qo'g'almas parraklari turbinadan nasos g'ildiragiga o'tayotgan suyuqlikni harakat yo'nalishini o'zgartirishi natijasida vujudga keladi. Reaktor g'ildiragidagi parraklar shaklini o'zgartirish orqali (gidrotransformator tayyorlaydigan korxonalarda) turbina g'ildirak validagi burovchi momentni nasos g'ildirak validagi burovchi momentdan miqdori ko'p bo'lishini ta'minlaydi.

Gidrotransformatorlarni g'ildiraklardagi momentni o'zgartira olish qobiliyatini transformatsiya koeffitsiyenti orqali tavsiflanadi:

$$K_{gt} = \frac{M_t}{M_{nas}} \quad (19.2)$$

Transformatsiya koeffitsiyenti avtomobillarni ish sharoitiga qarab avtomatik ravishda o'zgaradi. Agar avtomobil harakatlanishiga tashqi qarshiliklar oshib ketsa, avtomobil tezligi va u bilan birga turbina g'ildiragining aylanish chastotasi ham pasayadi. Bu holda transformatsiya koeffitsiyenti oshadi va u turbina g'ildiragi vali to'liq tormozlanganida eng katta qiymatga ega bo'ladi

Gidrotransformatoridagi kinematik munosabatlarni uzatish nisbati orqali tavsiflash odatga kirgan, bu nisbat uzatish soniga teskari bolgan qiymatdir:

$$I_{gt} = \frac{\eta_t}{\eta_{nas}}; \quad (19.3)$$

Bunda η_r – turbine gildirak valining aylanish chastotasi;

η_{nac} - yetakchi nasos gildirak valining aylanish chastotasi;

Gidrotransformatorning FIK quyidagi formula bo'yicha aniqlanadi;

$$\eta_{gt} = \frac{M_t \cdot \eta_t}{M_{nas} \cdot \eta_{nas}} = K_{gt} \cdot I_{gt} \quad (19.4)$$

Nasos va turbine gildirak vallaridagi burovchi momentlar qiymatlari gidrotransformatorlarni turiga o'lchamiga, yetakchi (nasos) valni aylanishlar chastotasiga va qo'llanadigan ishchi suyuqlikka bog'liq. Ular shunday aniqlanadi:

$$\begin{aligned} M_{nas} &= \lambda_1 \cdot \rho_c \cdot \eta_{nas}^2 \cdot D^5; \\ M_t &= \lambda_2 \cdot \rho_c \cdot \eta_t^2 \cdot D^5; \end{aligned} \quad (19.5)$$

bunda λ_1 va λ_2 -tajriba (sinov) yo'rdamida aniqlanadigan gidrotransformatorni birlamchi va ikkilamchi momentlarni koeffitsiyentlari; ρ_c - ishchi suyuqlikni zichligi; D- gidrotransformatorni ishchi bo'shlig'ining tashqi diametri;

Avtomobillarda tashqi qarshiliklarni sezadigan (прозрачный) va sezmaydigan (непрозрачный) tavsifnomali gidrotransformatorlarda qo'llaniladi.

Qarshilikni sezmaydigan (непрозрачный) tavsifnoma bo'yicha ishlaydigan gidrotransformatorlarda trubina g'ildirak valini aylanishlar chastatasi va tashqi qarshiliklarni (yuklamani) o'zgarishi nasos g'ildiragini ishlash rejimiga ta'sir qilmaydi. Bu turdagi gidrotransformatorlarda birlamchi valning koeffitsienti λ_1 tavsifnomani barcha nuqtalarida ta'minot o'zgarimas qiymatga ega. Ushbu turdagi gidrotransformator orqali dvigatel tashqi ta'sir qiluvchi qarshiliklarni o'zgarishidan himoyalangan.

Qarshilikni sezadigan (прозрачный) tavsifnomali oddiy uch g'ildirakli (nasos, turbina reaktor) gidrotransformatorni burovchi momentni o'zgartira olish xususiyatlari qarshilikni sezmaydigan tavsifnomali gidrotransformatorlardan pastroq. Qarshilikni sezadigan tavsifnomali gidrotransformatorlarda transformatsiya koeffitsienti $K_{\text{ТТ}} = 2$, bo'lsa, qarshilikni sezmaydigan tavsifnomali gidrotransformatorlarda bu koeffitsient $K_{\text{ТТ}} = 3 \dots 4$ gacha bo'ladi.

Gidromexanik transmissiya o'rnatilgan avtomobillarni tortish (yuritish) kuchini aniqlash uchun quyidagi tenglamadan foydalaniladi:

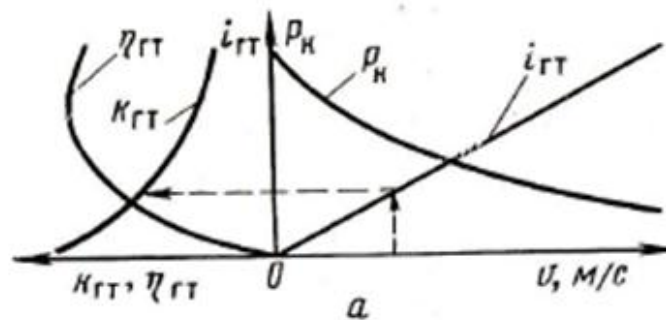
$$P_k = \frac{M_t \cdot i_m \cdot \eta_m}{z_k} = \frac{M_{nas} \cdot K_{gt} \cdot \eta_t}{z_k} \quad (19.6)$$

Bunda η_t va i_m - gidrotransformator va yetakchi g'ildiraklar orasida joylashgan transmissiyani mexanik qismini mos xolda FIK va uzatish soni.

Yetakchi g'ildiraklarni toyishini nazarga olmasdan xarakat tezligi aniqlaniladi:

$$V = \frac{2\pi \cdot z_k \cdot n_t}{i_m} = \frac{2\pi \cdot z_k \cdot n_{nas} \cdot i_{gt}}{i_m} \quad (19.7)$$

Qarshilikni sezmaydigan tavsifnomali gidrotransformator o'rnatilgan avtomobillar uchun tt-rasmda $P_k=f(v)$ bog'lanish ifodalangan



19.1-rasm Qarshilikni sezmaydigan gidrotransformator o'rnatilgan gidromexanik transmissiyali avtomobilni tortish tavsifnomasi.

Qarshilikni sezmaydigan tavsifnomali gidrotransformatorlarda mashina barqaror rejimda ishlaganida nasos g'ildiragiaylanish chastotasi o'zgarmas bo'ladi. Uning miqdorini gidrotransformatorini kirish tavsifnomasidan aniqlanadi. Agar $n_{nac} = const$ bo'lsa $i_{T.T} = f(v)$ bog'lanish to'g'ri chiziqli shaklga ega bo'ladi. Grafikda (-rasm) ushbu chiziq kordinatani nol nuqtasidan chizilgan qiya chiziq bilan ifodalangan.

Qishloq xo'jaligida foydalaniladigan traktorlarda gidrodinamik turdagi transmissiyalar ayrim rusumlarida qo'llaniladi, masalan ДТ-175С zanjir tasmali traktorlarida.

Pog'onasiz transmissiya qo'llanilgan mashinalarda dvigatelni yuklanish koeffitsienti 7...11% ga oshadi, bu esa o'z navbatida mashinani ish unumini oshirishiga sababchi bo'ladi, chunki mashina-traktor agregatini o'rtacha ishichi tezligi kattaroqligi bilan tushuntirish mumkin. Olimlar xisoblariga ko'ra MTA unumi bajarilayotgan ish turiga qarab 15...45% ga oshishi mumkin.

Nazorat savollari

1. Gidrotransformatorlarda burovchi moment qanday uzatiladi?
2. Gidrotransformatorlarda qanday ishchi g'ildiraklar mavjud?
3. Reaktiv g'ildirak nima vazifani bajaradi?

4. Transformatsiya koefitsienti nima va uning miqdoriga nimalar ta'sir qiladi?
5. Hidrotransformatorni FIK qanday aniqlanadi?
6. Avtomobillarda qanday turdagi gidrotransformatorlar o'rnatiladi?
7. Qarshilikni sezaadigan va sezmaydigan tavsifnomali gidrotransformatorlarni farqi nimada?
8. Hidrotransformator g'ildiraklaridagi burovchi moment qiymatiga nimalar ta'sir qiladi?
9. Pog'onasiz transmissiyani afzalliklarini aytib bering.
10. Nima sababdan pog'onasiz transmissiyalar keng tarqalmagan?

20-§. AVTOMOBIL, TRAKTOR VA TRANSPORT AGREGATLARINI TORMOZLANISH DINAMIKASI

Transport vositasini tormozlanishi quyidagi xollarda kerak bo'lishi mumkin: mashinani tezligini kamaytirish yoki to'xtatish uchun; tik nishablikda mashina tezligini o'ta oshib ketishini cheklash uchun; mashinani to'xtab turganida qo'zg'almas xolatda ushlab turish uchun.

Tezlikni pasaytirishga mashinani xarakat davomida yig'gan kinetik energiyasi qarshilik qiladi. Ushbu energiyani lozim bo'lganida kamaytirish uchun mashinaga, xarakatlanishga qarshilik qiluvchi qo'shimcha suniy qurilmalar o'rnatiladi.

Xarakatlanishga qarshilik qiluvchi qo'shimcha suniy qurilma – bu tormoz tizimi bo'lib, u g'ildiraklarni aylanishiga qarshilik qiluvchi ishqalanish momenti xosil qilish yordamida amalga oshiriladi. Undan tashqari tormoz sifatida dvigatel xam qo'llaniladi, bunda u transmissiyadan ajratilmay etakchi g'ildiraklardan xarakat oladi.

O'rnatilgan suniy qarshiliklardan tashqari mashina tormozlanganida unga yo'l va xavo qarshiliklari xam yordam berib mashina sekinlashishiga tasir qiladi.

Tirkamasiz avtomobil yoki traktorni dvigateldan ajratib yoki bevosita dvigatel bilan tormozlash usullari mavjud. Tormozlanish rejimlarini ikki kategoriyaga bo‘lish mumkin:

1. Favqulotda tormozlash – tormozlanishni umumiy sonini 5...10% tashqi qiladi.

2. Vaziyatga moslab yoki qisman tormozlash.

Vaziyatga moslab yoki qisman tormozlash intensivligi maksimal tormozlanishdan xamma vaqt kam bo‘ladi (tormoz yo‘li ko‘proq bo‘ladi).

Dvigatelni transmissiyadan ajratib qo‘yib mashinani tormozlash odatda kengroq qo‘llaniladi. Bu xolda dvigatel ilashish mufta yordamida transmissiyadan ajratilib qo‘yiladi va tormozlash jarayonida mutloq ishtirok etmaydi. Bu usuldagi tormozlanishda tormoz kuchi ushbu ibora bo‘yicha aniqlanadi

$$P_T = \frac{\sum M_{rT}}{r_k} \quad (20.1)$$

Bunda $\sum M_{rT}$ – barcha g‘ildirak tormozlaridagi ishqalanish momentlarini yig‘indisi.

Dvigatelni transmissiyadan ajratib tormozlashdagi mashinani xarakatlanishini sekinlanishi quyidagi differensial tenglama bilan ifodalanadi:

$$j_T = \frac{dV}{dt} = \frac{g \left(\frac{\sum M_{rT}}{r_k} + \sum P_c \right)}{\delta_{ayl} \cdot G} \quad (20.2)$$

Ushbu formulaga kiritilgan δ_{ayl} koeffitsienti faqat birga aylanayotgan g‘ildiraklar va transmissiya detallari massalarini e‘tiborga oladi.

Agar tormoz kuchi P_{Tmax} maksimal qiymatga ega bo‘lsa sekinlanish j_T maksimal, tormoz yo‘li va vaqti eng minimal qiymatga ega bo‘ladi.

To‘g‘ri rostlangan soz tormozlar uchun maksimal tormoz kuchining qiymati g‘ildiraklarni yer (yo‘l) bilan tishlashish xolati bilan chegaralanadi, ya’ni:

$$P_{Tmax} = \varphi_{tish} \cdot Y_T \quad (20.3)$$

Bunda φ_{tish} – barcha g'ildiraklarga bir xil bo'lgan maksimal tishlashish koeffitsienti; Y_T – tormozlanayotgan g'ildiraklarga tasir qilayotgan yerning normal yig'indi reaksiya kuchi.

Sinov natijalariga ko'ra tishlashish koeffitsienti φ_{tish} eng katta (maksimal) qiymatga ega bo'lishi uchun tormozlanayotgan g'ildiraklar sezilarli toyishi, ammo bir oz bo'lsa xam aylanishi kerak. Agar tormozlanayotgan g'ildiraklar to'liq to'xtab yerga nisbatan faqat sirpansa, tormozlanish samarasi sezilarli ravishda kamayadi va mashina to'g'ri chiziq yo'nalish bo'yicha xarakatlanishni yo'qotishi mumkin.

Agar tormoz barcha g'ildiraklarga o'rnatilgan bo'lsa (avtomobillar xamda T – 150 K, K - 701 traktorlarida) tormozlanayotgan g'ildiraklarga tasir qilayotgan yerning yig'indi reaksiya kuchi $Y_T = G \cdot \cos \alpha$ ga teng bo'ladi, maksimal sekinlanish esa quyidagicha aniqlanadi:

$$j_{T_{\max}} = \frac{g(\varphi_{\text{tish}} \cdot \cos \alpha \pm \sin \alpha)}{\delta_{\text{ayl}}} \quad (20.4)$$

agar tormozlanish gorizontal yerda sodir bo'lsa

$$j_{T_{\max}} = \frac{g \cdot \varphi_{\text{tish}}}{\delta_{\text{ayl}}} \quad (20.5)$$

Yo'l sifati qanchalik yaxshi bo'lsa mashina tormozlanganida uning sekinlanishi shunchalik katta bo'ladi (tezroq to'xtaydi). Qattiq qoplamali gorizontal tekislikda maksimal sekinlanish $7...8 \text{ m/s}^2$ qiymatga ega bo'lishi mumkin. G'ildiraklar bilan yo'l orasidagi tishlashishga salbiy tasir qiluvchi yomg'ir, loy, muz, qor kabi boshqa omillar tormozlanish intensivligini keskin kamaytiradi. Tadqiqotlar shuni ko'rsatadiki, malakali xaydovchilar vaziyatga qarab tormozlash intensivligini mashinani $1,5...2 \text{ m/s}^2$ sekinlanish bilan to'xtatishadi.

Mashinani tormozlanish xususiyatlaridan minimal tormoz yo'li miqdorini aniqlash katta e'tiborga sazovor, chunki xaydovchi tormozlashni boshlashda to'xtash kerak bo'lgan joy bilan mashinasi orasidagi masofani e'tiborga olgan xolda tormozlaydi.

Tormozlanish intensivligi katta bo'lganida tormoz yo'lini minimal bo'lishi sababli quyidagi tenglamani yozish mumkin:

$$(P_{T_{\max}} \pm G \cdot \sin \alpha) \cdot S_{T_{\max}} = \frac{\delta_{ayl} \cdot G(V_1^2 - V_2^2)}{2g} \quad (20.6)$$

Bunda V_1 va V_2 – tormozlanish boshlanishida va oxirida mashinaning tezliklari.

Ushbu tenglamada P_T o'rniga uning qiymatini qo'yib quyidagi iborani yozish mumkin:

$$S_{T_{\max}} = \frac{\delta_{ayl} \cdot G(V_1^2 - V_2^2)}{2g (\varphi_{tim} \cdot Y_T \pm G \cdot \sin 2)} \quad (20.7)$$

Avval aniqlangan mashinani sekinlashish qiymatini o'z joyiga qo'yilgandan so'ng bu tenglama bunday yoziladi:

$$S_{T_{\max}} = \frac{V_1^2 - V_2^2}{2 \cdot j_{T_{\max}}} \quad (20.8)$$

Agar tormozlanish gorizontal tekislikda ma'lum sekinlanish bilan mashinani to'liq to'xtaganicha amalga oshirilsa, unda maksimal tormozlanish yo'li:

$$S_{T_{\min}} = \frac{\delta_{ayl} \cdot V_1^2}{2 \cdot g \cdot \varphi_{tish}} = \frac{0,051 \cdot \delta_{ayl} \cdot V_1^2}{\varphi_{tish}} \quad (20.9)$$

Old va orqa g'ildiraklardagi maksimal tormoz kuchi shunday aniqlanadi:

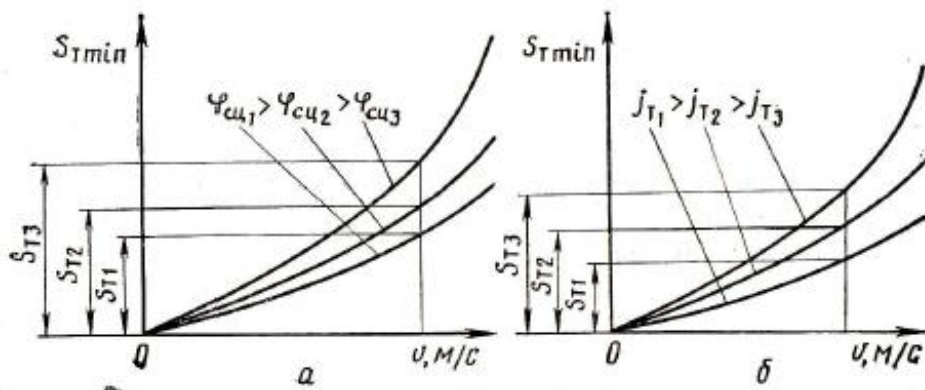
$$P_{T1} = \varphi_{tish1} \cdot Y_n \quad P_{T2} = \varphi_{tish2} \cdot Y_k \quad (20.10)$$

Bunda φ_{tish1} va φ_{tish2} - old va orqa g'ildiraklarni tishlashish koeffitsientlari; Y_n va Y_k yo'lni old va orqa g'ildiraklariga tasir qiluvchi normal reaksiya kuchi (tik aks ta'sir qiluvchi kuch).

Minimal tormoz yo'li boshlang'ich tezlik, sekinlashish va tishlashish koeffitsientlariga bog'liqligi 20.1- rasmda ko'rsatilgan

Aniqlangan formulalar va grafiklardan ko'rinib turibdiki, minimal tormoz yo'li qiymatiga tormozlashni boshlang'ich jarayonida mashinani tezligi sezilarli darajada tasir qiladi – tezlik qanchalik katta bo'lsa minimal tormoz yo'li shunchalik katta bo'ladi. Minimal tormoz yo'lini uzunligi yo'l sharoiti

yomonlanishi bilan xam oshadi. Undan tashqari sekinlashish qanchalik kam bo'lsa tormoz yo'li shunchalik oshadi. Ushbu omillarni e'tiborga olgan xolda turli qoplamali yo'llarda xarakatlanganida xarakat xavfsizligini taminlash uchun mashinal orasidagi tegishli masofani (distansiyani) saqlash lozim.



20.1-rasm. Maksimal tormoz yo'lini boshlang'ich xarakat tezlikni turli qiymatlariga bog'liqligini ifodalovchi grafik.

a – g'ildiraklarni yo'l bilan tishlashish koeffitsienti φ_{tish} dan; δ -sekinlashish j_T dan.

O'tkazilgan tajribalarga ko'ra 11,1 m/s (40 km/soat) tezlik bilan qattiq qoplamali gorizontaal yo'lda xarakatlanayotgan mashinani tormozlanganda minimal tormoz yo'li engil avtomobillar uchun – 16,2 m, yuk avtomobillar uchun – 23 m dan oshmasligi kerak. Ushbu xolatlarda sekinlashish 5,2 va 4,0 m/s² ni mos ravishda tashkil qiladi. Shunday qilib ikki avtomobil orasidagi xavfsiz masofada 16 ... 25 m ni tashkil qilishi kerak. Agar qayd qilingan sharoitda avtomobillar 20 ... 25 m/s (72 ... 90 km/soat) tezlik bilan xarakatlanganida xavfsiz masofa 60 ... 80m ni tashkil qilishi kerak.

Xozir tasir qilayotgan me'yoriy talablarga ko'ra yangi g'ildirakli chopiq traktorlar gorizontaal quruq beton yotqizilgan yo'lda 6...8 m/s (22...30 km/soat) tezlik bilan xarakatlanayotgan bo'lsa tormoz yo'li 6...15 m, og'irligi 4...6 tonna bo'lgan traktorlar uchun esa 11,5 m ni tashkil qiladi.

Tormozlanish sifatini o'lchov birligi sifatida minimal tormozlanish vaqti T_{min} xam salmoqli tasir o'tkazadi.

Ushbu o'lchagichni aniqlayotganda xarakatlanishga qarshilik qiluvchi ko'rsatkichlar bir xil bo'lganligi uchun mashina tormozlanishida bir tekis sekinlanish bilan xarakatlanadi. Shu munosabati bilan tormozlanishdagi o'rtacha tezlik $V_{or} = 0.5(V_1 + V_2)$ bo'ladi, tormozlanishni minimal vaqti esa quyidagicha aniqlanadi:

$$T_{\min} = \frac{S_{Tmix}}{0.5(V_1 + V_2)} \quad (20.11)$$

Yuqorida qayd qilinganlarga ko'ra tormozlashni samarasini oshirish uchun quyidagi konstruktiv va foydalanish omillar tasir qiladi:

- Haydovchini reaksiya vaqtini xamda tormoz tizimini tasir qilish vaqtini kamaytirish;
- Barcha g'ildiraklarni bir vaqtda tormozlanishini va tormoz kuchini ular orasida optimal taqsimlanishini ta'minlash;
- Tormoz tizimini texnik xolatini soz xolda saqlash va to'g'ri rostlash;
- Tormozlash jarayonini mikroprotessor vositalari yordamida avtomatlashtirish.

Avtomobil yoki traktor transport agregatlarini tormozlanishini bir – biriga sharnirli bog'langan tirkamalarni tormozlanishlarini yig'indisi deb aniqlanishi mumkin. Bunda tirkamalarni bir – biriga yoki tirkamani tortqichni (tyaga) tormozlash o'rniga uni itarishligiga yo'l qo'ymaslik uchun tirkama va tortqich tormozlarini tasir qilish vaqtlarini muvofiqlashtirish lozim.

Tormozlash jarayonida tirkamalar tormozlanishi torqich tormozlanishida bir oz oldinroq boshlanishi kerak, tormoz pedali qo'yib yuborilganidan so'ng esa tirkama g'ildiraklarini tormozsizlanishi, torqichni g'ildiraklarini tormozsizlanishidan bir oz kechroq amalga oshishi kerak.

Nazorat savollari

1. Mashina tezligini majburiy kamaytirishga nimalar xalaqit beradi?
2. Mashinani tezligini pasaytiradigan qanday tabiiy va suniy omillar mavjud?

3. Tormozlashni qanday bosqichlari mavjud?
4. Tormozlash kuchi qanday aniqlanadi?
5. Tormozlashda dvigateldan qaysi xollarda foydalanilsa maqsadga muvofiq bo'ladi?
6. Maksimal sekinlashish qiymatiga qanday ko'rsatkichlar tasir qiladi?
7. Tormoz yo'li qiymatiga qanday ko'rsatkichlar tasir qiladi?
8. Mashinalar orasidagi xavfsizlik masofa qanday tanlanadi?
9. Tormozlanishni minimal vaqti qanday aniqlanadi?
10. Tormozlashni samarasini oshirishga qanday omillar tasir qiladi?
11. Tormozlashni intensivligi nimalarga bog'liq?

21-§. G'ILDIRAKLI TRAKTOR VA AVTOMOBILLARNI BURILISH NAZARIYASI ASOSLARI.

G'ildirakli traktor va avtomobillar qishloq xo'jalik va transport ishlarini bajarayotganida to'g'ri yoki egri chiziqli traektoriya bo'yicha xarakatlanishi mumkin. Traektoriya deb mashina massasi markazining (og'irlik markazi) burilish chizig'iga aytiladi.

Burilish deb mashinani egri chiziq traektoriya bo'yicha xarakatlanishiga aytiladi.

Mashinani burilish jarayoni uchta bosqichdan iborat bo'ladi:

1. Burilishga kirish –bunda egri chiziq traektoriyasi oshib boradi;
2. O'zgarmas egri chiziq traektoriya bilan xarakatlanish.
3. Burilishdan chiqish –bunda egri chiziq traektoriyasi ma'lum bir burchak miqdoridan nolgacha kamayadi.

Ayrim xollarda burilish ikkinchi bosqichsiz ham bajarilishi mumkin. Traktor va avtomobillarni burilishini mashina –haydovchi –tayanch yuza tizim deb qabul qilish mumkin. Ushbu tizimdagi mashinani asosiy hususiyatlaridan biri boshqaruvchanlik hisoblanadi.

Boshqaruvchanlik deb mashinani tegishli harakatlanish yo'nalishini aniq saqlashligiga va boshqarish organlariga ta'sir o'tkazilgandan so'ng yo'nalishni

kerakli traektoriya bo'yicha o'zgarishiga aytiladi. Boshqariluvchanlikni birinchi xususiyati, ya'ni berilgan xarakatlanish yo'nalishini aniq saqlashligiga –kurs turg'unligi deyiladi. Ikkinchi xususiyatiga ya'ni mashinani boshqarish organlariga ta'sir o'tkazilgandan so'ng, yo'nalishni kerakli traektoriya bo'yicha xarakatlanishini ta'minlashiga – buriluvchanlik deyiladi.

Boshqariluvchanlik va buriluvchanlikni baholash mezonlari sifatida quyidagi miqdoriy ko'rsatkichlar qo'llaniladi:

1. Aylana shaklida xarakatlanganda minimal radius bo'yicha burilishi.
2. Egri chiziq traektoriya bilan xarakatlanishni katta tezlik qiymati bilan bajaraolishi.
3. Belgilangan traektoriya bo'yicha xarakatlanayotganida mashinani boshqarish (burish) uchun haydovchi tomonidan sarflanadigan enegriya miqdori.
4. Mashinani burilishiga sarflangan solishtirma tortish kuchi miqdori.
5. Burilishda yuritkichlarni tishlashish kuchini foydalanish koeffitsienti miqdori.

Mashinani burilish radiusi qancha kichik bo'lsa (keskin burilsa) uning buriluvchanligi shuncha yaxshi bo'ladi.

Mashinani statik buriluvchanligini baholashda minimal burilish radiusi mezon sifatida qabul qilinadi.

G'ildirakli traktor va avtomobillarning burilishi uch turda bajariladi:

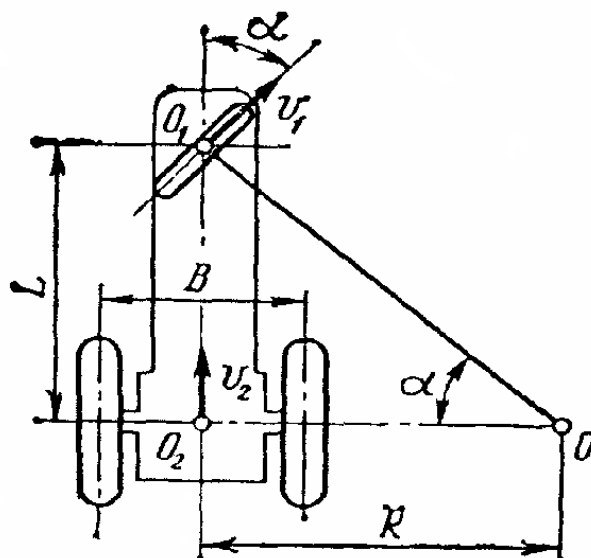
1. Mashinani asosiga nisbatan boshqariluvchan g'ildiraklarni yerning tekisligiga nisbatan holatini o'zgartirish.
2. Mashinani bir qismini ikkinchi qismiga nisbatan holatini xarakatlanish tekisligida o'zgartirish orqali.
3. Mashinani bir tomonidagi g'ildiraklarni ikkinchi tomondagi g'ildiraklarga nisbatan uzatilayotgan burovchi momentni o'zgartirish orqali

To'rt va uch g'ildirakli universal –chopiq traktor va avtomobillar birinchi usul yordamida buriladi. Odatda mashinalarni old g'ildiraklari boshqariluvchan bo'lib orqa g'ildiraklarga nisbatan kichik diametrli qilib tayyorlanadi.

O'z yurar kombaynlar va ayrim meliorativ mashinalarda orqa kichik diametrli g'ildiraklar boshqariluvchan bo'lishi mumkin.

Aytib o‘tilgan har bir burilish usullarini o‘ziga xos burilish kinematikasi mavjud. Bitta old boshqariluvchan g‘ildirakli traktorni burilishida quyidagi shartlar bajarilishi lozim:

1. Burilish radiusi o‘zgarmas bo‘lishi lozim.
2. Xarakat tezligi o‘zgarmas bo‘lishi lozim.
3. Shinalar bikr bo‘lib, yonlama sirpanish yo‘q bo‘lishi kerak.



21.1-rasm. Uch g‘ildirakli traktorning burilish sxemasi.

Ushbu shartlarni inobatga olinsa traktorni burilishidagi xarakat bitta o‘zgarmas o‘q atrofida sodir bo‘ladi.

Old g‘ildirakni burilish tezligi V_1 o‘z o‘qlariga perpendikulyar joylashgan bo‘ladi. Old g‘ildirak o‘qi O_1 va orqa g‘ildiraklar o‘qi O_2 larni kesishgan nuqtasi O - burilish markazi deb aytiladi.

Burilish markazidan orqa ko‘priknı o‘rtasigacha bo‘lgan masofa $O O_2$ burilish radiusi deb atalib quyidagicha aniqlanadi:

$$R=L \cdot \text{ctg}\alpha, \quad (21.1)$$

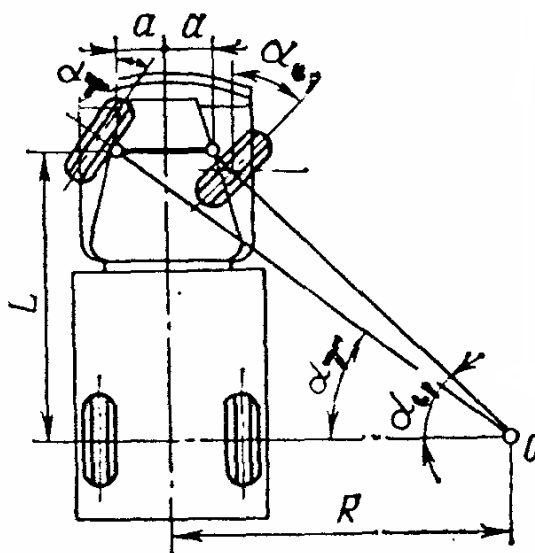
bunda L –traktorning bo‘ylama bazasi; α -old g‘ildirakni neytral holatidan (to‘g‘ri chiziqli xarakat yo‘nalishidan) o‘zgarish burchagi.

Minimal burilish radiusi R_{\min} traktorni bazasiga va old g'ildirakni neytral holatdan iloji bo'lgan maksimal α_{\max} burchakka burilishiga bog'liq. Odatda $\alpha_{\max} = 35...45^{\circ}$ bo'ladi.

To'rt g'ildirakli traktor va avtomobillarni burilishini taxlil qilishda eng asosiy tushunchani bilib qo'yish joiz –chap va o'ng boshqariluvchan g'ildiraklar burilish jarayonida har xil miqdordagi burchakka burilishlari shart, faqat shundagina g'ildiraklar yon tomonga sirpanmasdan va deformatsiyalanmasdan buriladi.

Burilish sxemasidan va kotangenslar formulasiga asoslangan holda shunday iborani yozish mumkin:

$$\operatorname{ctg} \alpha_i = \frac{R-a}{L}; \operatorname{ctg} \alpha_o = \frac{R+a}{L} \quad (21.2)$$



21.2-rasm. Old g'ildiraklari boshqariluvchan to'rt g'ildirakli traktor yoki avtomobilni burilish sxemasi.

L –avtomobilning bo'ylama bazasi; R –burilish radiusi; V –avtomobilning ko'ndalang bazasi; a -boshqariluvchan g'ildiraklarni shkvorenlari orasidagi masofani yarmi; α_o –tashqi boshqariluvchi g'ildirakning burilish burchagi; α_i – ichki g'ildirakning burilish burchagi

Old g'ildiraklar boshqariluvchan bo'lgan to'rt g'ildirakli avtomobillarda 86 formula o'zgarmas bo'lib burilish radiusiga ham bog'liq emas:

$$\operatorname{ctg} \alpha_t - \operatorname{ctg} \alpha_i = \frac{2 \cdot \alpha}{L} \quad (21.3)$$

Tashqi va ichki boshqariluvchan g'ildiraklar burchaklari orasidagi ushbu iborani ta'minlash uchun maxsus to'rt zvenoli mexanizm qo'llaniladi va u rul trapetsiyasi deb ataladi.

Ayrim hollarda boshqariluvchan g'ildiraklarni burilish burchagini aniqlash uchun soddalashtirilgan ibora –o'rtacha burilish burchak iborasi qabul qilinadi:

$$\alpha_o = \frac{\alpha_i + \alpha_t}{2} \quad (21.4)$$

Old g'ildiraklari boshqariluvchi bo'lgan mashinalarni quyidagi kamchiliklari mavjud:

1. Rul boshqarma yuritmasi konstruksiyasini nisbatan murakkabligi.
2. Mashinani minimal burilish izini kengayib ketishi.

Ushbu kamchiliklarni bartaraf qilish maqsadida "bukiluvchan rama" usulida buriladigan traktorlar ishlab chiqarila boshlandi. Odatda bu turdagi burilish usulli traktorlarni barcha g'ildiraklari yetakchi va diametrlari teng qilib tayyorlanadi (T-150 K, K-701). "Bukiluvchan rama" li traktorlar sharnir yordamida birlashtirilgan ikki seksiyalardan iborat bo'lib vertikal (kam burchakga) va gorizontal tekisliklarda bir birlariga nisbatan burilishlari mumkin. Shuni aytish kerakki xar bir seksiyadagi g'ildiraklar seksiya ramasiga nisbatan holatini o'zgartirmaydi, ya'ni burilmaydi.

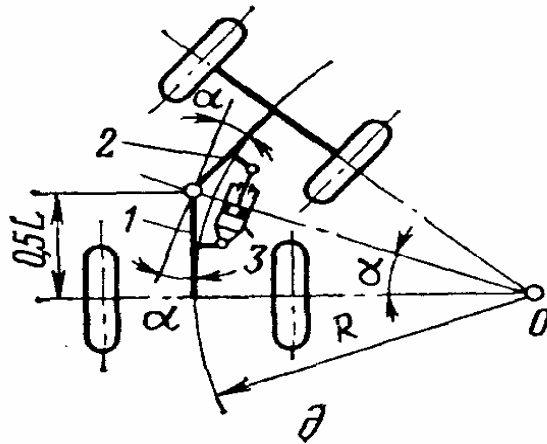
"Bukiluvchi rama" usulida buriladigan traktorlarni ayrim afzalliklari mavjud: yaxshi manevrliligi, kichik radius bilan burila olishligi, boshqarish sharnirlarini kamaytirganligi.

Kamchilik sifatida shuni aytish kerakki bu turdagi traktorlar past baland yerlarda ishlay olmaydi.

Bu turdagi traktorlarni minimal burilish radiusi quyidagicha aniqlanadi:

$$R_{\min} = 0,5 \cdot L \cdot \operatorname{cig} \alpha_{\max}, \quad (21.5)$$

bunda α_{\max} –har bir seksiyani neytral holatdan burila oladigan maksimal burchak.



21.3-rasm. G‘ildiraklari seksiya ramasiga nisbatan burilmaydigan “bukiluvchan rama” usulida buriladigan traktor sxemasi.

Turli usullar bilan buriladigan traktorlarni solishtirish uchun nisbiy burilish radius tushunchasi qabul qilingan:

$$\rho = \frac{R}{B} \quad (21.6)$$

bunda B -traktorning kundalang bazasi.

Burilish usullarini har biri traktorni egri chiziq bo‘yicha xarakatlanish kinematikasiga ta’sir qiladi. Mashina tegishli radius bilan burilishi uchun yetakchi g‘ildiraklar etarli tortish kuchi hosil qilishi lozim, chunki burilishda harakatlanishga qarshilik qiluvchi kuch ortadi.

Nazorat savollari

1. Mashinani burilish jarayoni qanday bosqichlardan iborat?
2. Boshqaruvchanlik va buriluvchanlikni baholashda qanday mezonlar qo‘llaniladi?
3. Mashinalarni burilishi qanday turlarda bajariladi (uch turda)?
4. Uch g‘ildirakli traktorni sxemasini chizib minimal burilish radiusini aniqlang.
5. To‘rt g‘ildirakli mashinalar burilishida qanday tenglama burilish burchak miqdoriga qaramasdan o‘zgaras bo‘ladi?
6. Solishtirma burilish radiusi formulasini yozib tushuntirib bering.

22-§. BOSHQARILUVCHI G'ILDIRAKLARNI STABILIZATSIYASI

Boshqariluvchi g'ildiraklarni stabilizatsiyasi deb ularni harakat davomida to'g'ri chiziqli xarakatni saqlash va burilib bo'lgandan so'ng ushbu holatga o'z – o'zidan qaytib kelish jarayoniga aytiladi.

Agar avtomobilni boshqariluvchi g'ildiraklarni stabilizatsiyasi yaxshi bo'lsa, avtomobil uzoq vaqt haydovchini ta'sirisiz to'g'ri chiziq yo'nalishi bo'yicha xarakatlanishi mumkin.

Avtomobilni boshqariluvchi g'ildiraklarini stabilizatsiyasi ayniqsa burilishda katta ahamiyatga ega.

G'ildiraklarni stabilizatsiya qobiliyati shkvorenlar va sapfalarni o'rnatish burchaklaridan hamda shinalarni yonlama bikrligiga bog'liq.

Boshqariluvchi g'ildiraklarni stabilizatsiyasini ta'minlash uchun quyidagi burchaklar o'rnatiladi:

1. G'ildiraklarni og'ish burchagi (УГОЛ РАЗВАЛА).
2. Shkvorenlarni bo'ylama og'ish burchagi
3. Shkvorenlarni ko'ndalang og'ish burchagi
4. G'ildiraklarni yaqinlashuvi (СХОЖДЕНИЕ).

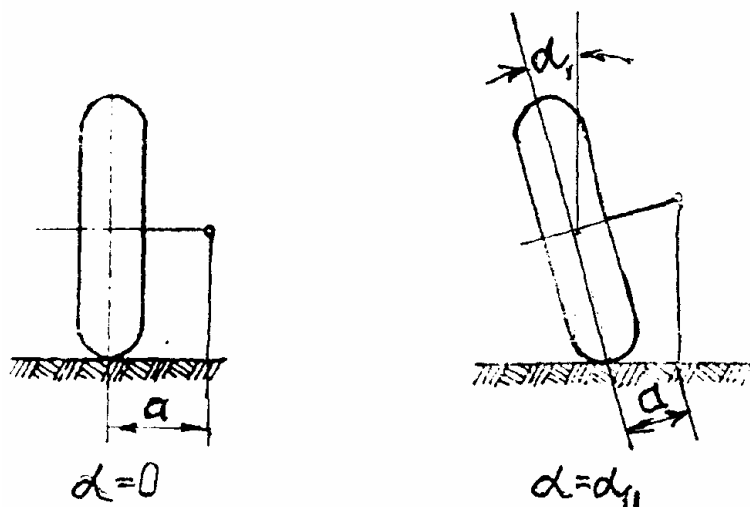
I. Boshqariluvchi g'ildiraklarni og'ish burchagi.

Agar boshqariluvchi g'ildiraklarni orasidagi masofani yuqori qismi pastki qismiga nisbatan uzunroq bo'lsa –bu og'ish burchagi deyiladi.

Og'ish burchagi quyidagi vazifalarni bajarish uchun o'rnatilgan:

1. G'ildiraklarni burish uchun sarflanadigan momentni kamaytirishga sababchi bo'lgan elka a_{ni} kamaytirish uchun.

Boshqariluvchi g'ildiraklarni vertikal chiziqdan α burchakga og'ishi – og'ish burchagi deb ataladi.



22.1-rasm. Chap tomondagi boshqariluvchi g'ildirakni og'ish burchagi.

a -burilish elkasi; α -og'ish burchagi.

2. G'ildiraklarni o'qqa maxkamlaydigan gaykaga yaqinroq bo'lgan kichik podshipnikni yuksizlantirish uchun. G'ildirak xarakat davomida to'g'rilanmoqchi bo'lib ichki, diametri kattaroq podshipnik tomon intiladi.

3. Shinalarni eyilishini va yumalashiga qarshilik qiluvchi kuchni kamaytiradi.

Shu bilan birga og'ish burchak bilan o'rnatilgan g'ildiraklar kengayib ketuvchi yo'ylar bo'yicha harakatlanishga intilib, yo'lga nisbatan sirpanish holati yuz beradi.

II. Shkvorenlarni ko'ndalang og'ish bilan o'rnatish burchagi.

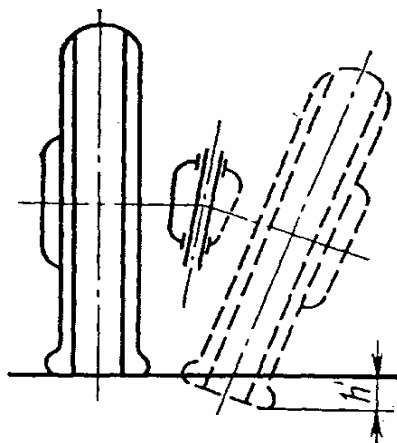
Shkvoren deb yuk avtomobillardagi sapfalarini old balka bilan birlashtiruvchi kalta o'qqa aytiladi va odatda yuk avtomobil va g'ildirakli traktorlarda qo'llaniladi.

Shkvorenlarni ko'ndalang og'ish burchagini quyidagi vazifalarni bajarishi uchun o'rnatiladi:

1. Burilish elgasi a ni yanada kamaytiradi.

2. Boshqariluvchi g'ildaklarni chap yoki o'ng tomonga burib bo'lganidan so'ng ularni dastlabki holatga avtomatik ravishda qaytaradi.

3. Yo'ldan g'ildiraklarga ta'sir qiluvchi zarbli yuklamalarni rul kamaragiga uzatilishini kamaytiradi.



22.2-rasm. Shkvorenni ko'ndalang burchak ostida o'rnatilish sxemasi

1 - boshqariluvchan g'ildiraklarni burilishdan avvalgi holati; 2- g'ildiraklarni shartli ravishda 180° burchakka burgandan so'ng joylashgan holati; 3-shkvoren; h – g'ildirakni 180° burgandan so'ng uni yo'lga “kirib” ketish chuqurligi; β -shkvorenni ko'ndalang og'ish burchagi.

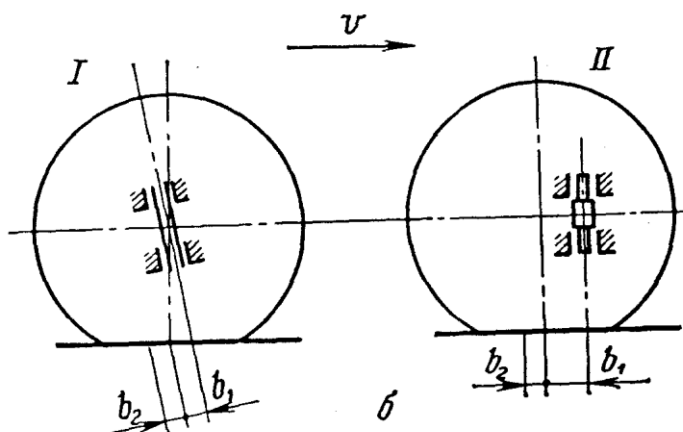
Avtomobil yoki g'ildirakli traktorni old g'ildiraklari chap yoki o'ng tomonga burilganida β o'rnatish burchagi mashinani old qismini bir oz ko'tarilishiga sababchi bo'ladi. Agar boshqariluvchi g'ildiraklarni 180° burchakga buriladi deb faraz qilinsa shkvoren β burchakga yon tomonga og'ganligi sababli g'ildirak yo'lga h' chuqurligiga “kirib” ketishi kerak edi. Aslida esa burililayotgan g'ildirak yo'lning yuzasiga tayanib avtomobilni old qismini h miqdordagi balandlikga ko'taradi.

Burilish jarayoni tugatilganidan so'ng haydovchi rul kamaragini bo'sh holatda ta'sir qilmay tursa avtomobilni old qismi yana h' balandlikka pastga tushishi hisobiga g'ildiraklar dastlabki neytral holatga avtomatik ravishda qaytadi.

Ammo shkvorenlarini ko'ndalang og'ish burchak miqdori oshirilgan sari boshqariluvchi g'ildiraklarni burilishi qiyinlashadi, chunki burchak miqdori oshishi

avtomobilni old qismi yanada balandroq ko'tarilishini talab qiladi. Shu sababli β burchagi 10^0 dan oshmaydi.

III. Shkvorenlarni bo'ylama og'ish burchagi. Shkvorenlarni bo'ylama og'ish burchagi bu shkvorenni pastki qismi g'ildirakni vertikal o'qiga nisbatan avtomobilni old tomoniga siljish burchagiga aytiladi.



22.3-rasm. Shkvorenni bo'ylama og'ish burchagi ostida o'rnatish sxemasi.

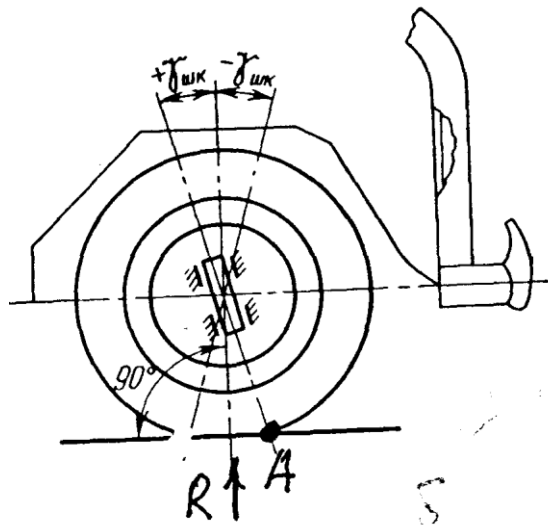
b_1, b_2 – stabilizatsiya elkalari

Boshqariluvchi g'ildiraklarni stabilizatsiyasiga shkvorenlarni bo'ylama og'ish yoki shkvorenni vertikal o'qini g'ildirakni geometrik o'qidan oldinroqda o'rnatilishi ham yordam beradi.

Sxemada ko'rsatilgan ikki variantda ham (16.3-rasm I va II) boshqariluvchi g'ildiraklarni neytral holatdan chap yoki o'ng tomnga burilganida yo'l bilan kontakt zonasida yonlama reaksiya kuchi tomonidan shkvoren o'qiga nisbatan hosil bo'ladigan moment qarshilik qiladi.

Agar teng ta'sir qiluvchi yonlama reaksiya kuchi kontakt yuzasini o'rtasiga ta'sir qiladi deb faraz qilsak, unda bu kuch shkvoren o'qiga nisbatan v_1 yelkali stabilizatsiyalash momentini hosil qiladi.

Tadqiqotlar shuni ko'rsatadiki g'ildiraklarni o'z – o'zidan burilishiga olib keluvchi yerning yonlama reaksiya kuchlarining teng ta'sir qiluvchi kuchi kontakt zonasini o'rtasidan v_2 masofaga siljigan bo'ladi. Shkvorenning bikrligi qanchalik kam bo'lsa v_2 masofa shunchalik katta bo'ladi.



22.4-rasm. Stabilizatsiya momentini hosil bo‘lishini ifodalovchi sxema.

+ γ_{shk} –shkvorenni musbat bo‘ylama og‘ish burchagi;

- γ_{shk} –shkvorenni manfiy bo‘ylama og‘ish burchagi;

A – shkvorenni o‘qini yo‘l sirti bilan kesishgan nuqtasi; v – bo‘ylama og‘ish burchagi hosil qilgan elka; R – yo‘lning g‘ildirakga ta’sir qiluvchi reaksiya kuchi.

Shunday qilib teng ta’sir qiluvchi yonlama kuch shkvorenni o‘qiga $v_1 + v_2$ yelkasida ta’sir qiladi va bu elka stabilizatsiya elkasi deb ataladi.

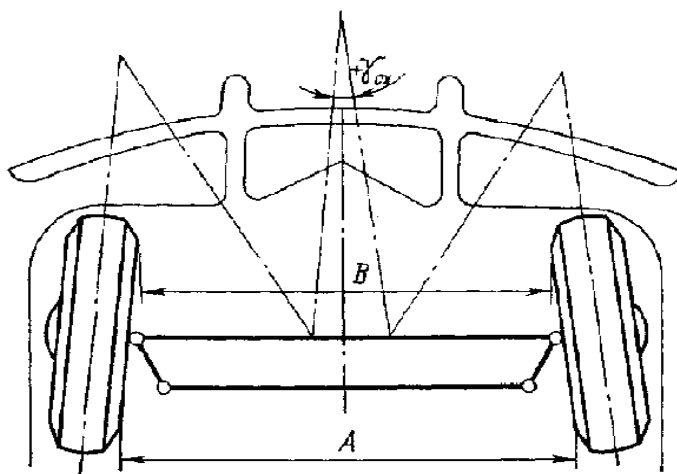
Yonlama reaksiya kuchlari tomonidan hosil qilinadigan stabilizatsiyalash momenti ikki momentlar yig‘indisi deb ko‘rilsa bo‘ladi: birinchisi shkvoren o‘qini bo‘ylama og‘ish hisobiga, ikkinchisi esa shinani yonlama bikrligi hisobiga.

Zamonaviy avtomobillar shinalaridagi havo bosimi kamaytirish tengdensiyasi ularning bikrligini kamayishiga olib kelishini e’tiborga olsak shinalarni yonlama bikrligini stabilizatsiyaga ta’siri oshadi. Shuning uchun shkvorenlarni bo‘ylama og‘ishini kamaytirish imkoniyati paydo bo‘ladi, bu hol o‘z navbatida boshqarishni engillatishga olib keladi. Avtomobillarda og‘ish burchagi $0..2^0$; engil avtomobillarda esa ayrim hollarda shkvorenlarni manfiy bo‘ylama og‘ish burchagi qo‘nlaniladi ($-0,5..1^0$).

IV. Boshqariluvchi g‘ildiraklarni yaqinlashuvchi.

Boshqariluvchi g‘ildiraklarni yaqinlashuvi ularni old tomonining o‘rtasi orasidagi masofani orqa tomoning o‘rtasidagi masofadan kamligiga aytiladi, ya’ni

A-V=Y Yaqinlashuv g'ildiraklari og'ish burchagi α bilan o'rnatilganligidagi kamchilikni qisman bartaraf qiladi.



22.5-rasm. Boshqariluvchi g'ildiraklarni yaqinlashuv bilan o'rnatilgan sxemasi.

V-g'ildiraklarni old tomonining o'rtasi orasidagi masofa; A-g'ildiraklarni orqa tomonining o'rtasi orasidagi masofa.

Og'ish burchagi α bilan o'rnatilgan g'ildiraklar yumalash jarayonida kengayuvchi yo'lar yo'nalishida xarakatlanmoqchi bo'ladi va ularning tekisligidan o'tkazilgan perpendikulyar yo'l yuzasi bilan qaerdadir kesishadi chunki $R=R_1$ teng bo'ladi. Agar g'ildiraklar og'ish burchagisiz o'rnatilgan bo'lsa ular paralel chiziqlar bo'yicha yumalaydi va $R = \infty$ bo'ladi.

Yaqinlashuvni asosiy vazifasi - boshqariluvchi g'ildiraklarni paralel chiziq bo'yicha xarakatlanishini ta'minlab shinalarni sirpanishini kamaytiradi. Undan tashqari g'ildiraklarni og'ish burchagi va yaqinlashuvi birgalikda boshqarish yuritmasidagi tirqishlarni yo'qotish uchun ham xizmat qiladi.

Traktor va avtomobillarning boshqariluvchi g'ildiraklari va shkvorenlarni o'rnatish burchaklari

№	Traktor va avtomobillar rusumi	Og'ish burchagi	G'ildiraklar yaqinlashuvi, mm	Shkvorenlar ni bo'ylama og'ish burchagi	Shkvorenlarni ko'ndalang og'ish burchagi	Old g'ildiraklardagi havo bosimi, kt/sm ²
1	Moskvich	0,75...1,3 ⁰	1,0...3,0	6 ⁰ 35 ¹	0,83...1 ⁰	1,7...1,8
2	Volga	0...0,5 ⁰	2,5...3,0	6 ⁰	0...1 ⁰	1,7...1,8
3	VAZ	0,3...0,4 ⁰	3,0...4,0	6 ⁰ 04 ¹	4 ⁰	1,7...1,8
4	Neksiya	0,4...0,75 ⁰	0...1,0	1 ⁰ 45 ¹ ...1	-	1,8...2,5
5	GAZ-53A	1 ⁰	2,5...3,0	8 ⁰	2 ⁰ 30 ¹	2,8
6	ZIL-130	1 ⁰	4,0...5,0	8 ⁰	4 ⁰ 30 ¹	3,5
7	KamAZ	1 ⁰	4,0...5,0	8 ⁰	3 ⁰	7,0
8	T-16 M	-	2,0...4,0	-	-	1,6
9	TTZ 60.10	-	4,0...8,0	-	-	1,7
10	TTZ 80.10	-	4,0...8,0	-	-	1,3

Nazorat savollari

1. Stabilizatsiya deb qanday jarayonga aytiladi?
 2. G'ildiraklarni og'ish burchagi nima uchun o'rnatiladi, bu burchakni qanday salbiy tomoni mavjud?
 3. Nima uchun shkvorenlar ko'ndalang og'ish burchagi bilan o'rnatiladi?
 4. Stabilizatsiya momenti nima hisobiga hosil bo'ladi?
- Boshqariluvchi g'ildiraklarni yaqinlashuvi nima uchun qo'yiladi.

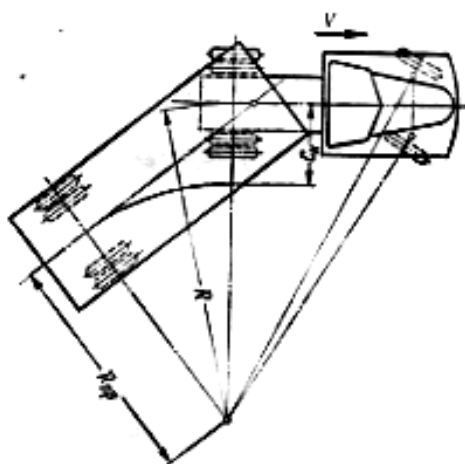
23-§. TRANSPORT AGREGATLAR BURILISHINI O‘ZIGA XOS XUSUSIYATLARI

Transport agregat deb bu yerda avtomobil yoki traktorni tirkama bilan jixozlanib ishlaganligi nazarda tutilgan. Tirkama bilan ishlaydigan traktor yoki avtomobilni sudragich (tyagach) deb atalgan.

Tirkamali mashinalarni burilishi tirkamasiz mashinalar burilishiga o‘xshab avvaldan aniqlangan traektoriya bo‘yicha sodir bo‘lmaydi, chunki sudragich bilan tirkama orasidagi sharnilli birikmalar xaydovchi tomonidan nazorat qila olmaydigan, bir – birlariga nisbatan turli xarakatlar bajarishi mumkin. Ushbu burilishlar dinamikasini taxlil qilish murakkab bo‘lishligi sababli bu jarayonni faqat kinematikasini taxlil qilish bilan chegaralanadi. Undan tashqari sudragich va tirkamani barcha o‘qlari umumiy va o‘zgarmas markaz nuqtasi atrofida buriladi va g‘ildiraklar burilish jarayonida yonlama sirpanmaydi deb qabul qilinadi.

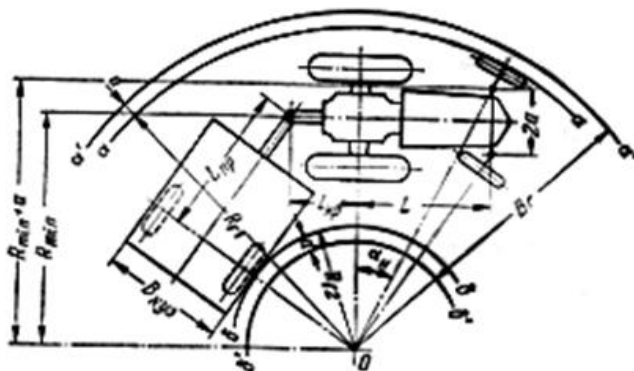
Transport agregatlarini burilishini uchta asosiy turlarini ko‘rib chiqiladi:

- yarim tirkamali egarli sudragich (sidelniy tyagach) avtomobil
- ikki o‘qli tirkama bilan agregatlangan sudragich traktor
- sudragich avtomobil bilan old qismi buriladigan ikki o‘qli tirkama agregatlangan



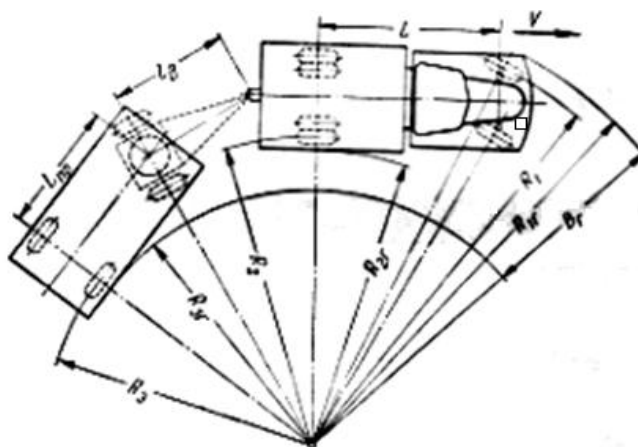
23.1-rasm. Egarli sudragich avtomobil va yarim tirkama tarkibdagi transport agregatining burilish sxemasi.

Barcha keltirilgan transport agregatlarni burilish traektoriyasida tirkamani orqa o'qi o'rtasi sudragichni orqa ko'prigi o'rtasiga nisbatan S_k masofaga siljirilgan



23.2-rasm. Sudragich traktor va bir o'qli tirkama tarkibidagi transport agregatining burilish sxemasi.

Tirkama traektoriyasini siljishi butun transport agregatini buriluvchanligiga sezilarli tasir qiladi, chunki burilishda erkin xarakatlanish uchun zarur bo'lgan gabarit koridor kengligi V miqdori oshadi. Undan tashqari tirkama traektoriyasini burilishda siljishi uning g'ildiraklarining izlari sudragich g'ildiraklar izlari bilan to'g'ri kelmaydi. Buning natijasida transport agregatini xarakatlanishiga qarshilik oshadi, ayniqsa bu yumshoq yerlarda sezilarli bo'ladi.



23.3-rasm. Sudragich avtomobil va ikki o‘qli tirkama tarkibidagi transport agregatini burilish sxemasi.

Tirkamani absolyut siljish qiymati quyidagicha aniqlanadi:

$$C_k = R_s - R_{tir} \quad (23.1)$$

bunda R_s va R_{tir} – sudragich va tirkamani burilish radiuslari.

Tirkama traektoriyasini nisbiy siljishi deb uning absolyut siljish qiymatini sudragichni burilish radiusi nisbatiga aytiladi:

$$\lambda_{tir} = \frac{C_k}{R_s} = \frac{R_s - R_{tir}}{R_s} = 1 - \frac{R_{tir}}{R_s}; \quad (23.2)$$

Tirkamani nisbiy siljishi λ_{tir} ... transport agregatni muxim tavsifnomalaridan biri xisoblanadi.

Burilish jarayonida tirkama traektoriyasining siljishi avval tirkama o‘qini dastlabki to‘g‘ri chiziq yo‘nalishidan o‘zgarishi boshlanishida noldan maksimal qiymatgacha oshadi, undan keyin esa transport agregatini yana to‘g‘ri chizikli xarakterga qaytishda maksimal qiymatdan nolgacha kamayadi.

Siljishni maksimal qiymati transport agregatini tarkibidan va burilishdagi xarakterlanish rejimiga bog‘liq. Tirkamani bo‘ylama bazasi uzun bo‘lib shatak ulash nuqtasi uzunroq bo‘lsa tirkama burilish traektoriyasini siljishi kattaroq bo‘ladi. Old qismi buriladigan ikki o‘qli tirkamalarda bu qiymat tirkamali shatagini uzunligiga xam bog‘liq.

Tabiiy sharoitda transport agregatini turli qismlarini burilish traektoriyalari odatda amaliy yo‘l bilan sinov o‘tkazish yordamida aniqlanadi.

Sinov o‘tkaziladigan maydon gorizonta va qattiq qoplamali yo‘lda o‘tkaziladi. Burilishda shinalarni mo‘ljallangan trektoriyadan yon tomonga og‘ib ketishi (bokovoy uvod) va sirpanishiga yo‘l qo‘ymasligi uchun sudragich tezligi iloji boricha minimal miqdorda ushlab turiladi; sudragich rul chambaragi bir tomonga maksimal burila oladigan xolatdan ikkinchi tomonga maksimal buriladigan xolatigacha buriladi; xarakterlanish chap va o‘ng tomonga ketma – ket bajariladi.

Sinov davrida quyidagi parametrlar o‘lchanadi:

- sudragichni (traktor yoki avtomobilni) old g'ildiraklarini eng kichik tashqi R_1 va ichki R_2 burilish radiuslari;

- R_3 tirkamani burilish markaziga eng yaqin g'ildirakni radiusi.

Burilish radiuslarni o'lchamlari:

- R_{1r} sudragichni burilish markazdan eng uzoq joylashgan nuqtasigacha bo'lgan radiusi;

- R_{2r} sudragichni burilish markazidan eng yaqin nuqtasigacha bo'lgan masofa;

- R_{3r} tirkamaning burilish markazidan eng yaqin joylashgan nuqtasigacha bo'lgan radiusi.

G'ildirak izlari va boshqa o'lchanadigan traektoriyalar sinov maydonida bo'r yoki boshqa usullar bilan belgilanadi. Aniqlanmoqchi bo'lgan traektoriyalar sudragich to'liq uzilmagan aylana bo'yicha xarakatlanib, xarakat boshlangan nuqtaga qaytib kelib, transport agregat to'g'rilangandan so'ng o'lchanadi.

Burilish radiuslarini o'lchamlari ma'lum bo'lganidan so'ng transport agregatini burilish kengligini aniqlash mumkin:

$$B_r = R_{1r} - R_{3r} \quad (23.3)$$

Tirkamani burilishda belgilangan traektoriyadan og'ishi qanchalik kattaroq bo'lsa R_{3r} shunchalik kam bo'ladi, bu esa o'z navbatida burilish kengligini oshishiga olib keladi.

Transport agregatini buriluvchanligini aniqlashda uni 180^0 burilishidagi kengligi asosiy ko'rsatkichi xisoblanadi. Agarda transport agregatini 180^0 burilishi orqaga yurish va ortiqcha manevrlar qo'llanmasdan amalga oshirilsa unda burilish kengligi B_d tashqi g'ildiraklarni gabarit radiusi R_{1r} dan ikki barobar katta bo'ladi va unga xarakat xavfsizligini taminlash uchun ya'ni Δ qiymatiga teng miqdorda kenglik qo'shiladi, ya'ni:

$$B_d = 2R_{1r} + \Delta \quad (23.4)$$

Bunda $\Delta = 0,3 \dots 0,5 \dots$ ga teng qilib olinadi.

Ma'lumki tashqi g'ildiraklarni gabarit radius R_{lr} sudragichni traektoriyasi orqali aniqlanganligi uchun tirkamaning mavjudligi orqaga burilish uchun zarur bo'lgan kenglikga ta'sir qilmaydi.

Nazorat savollari

1. Transport agregatlarini necha turdagi burilishlari majud?
2. Tirkamali burilishda absolyut siljish qiymati qanday aniqlanadi?
3. Transport agregatining burilishida qanday asosiy parametrlar o'lchanadi?
4. Transport agregatini burilish kengligi qanday aniqlanadi?

24-§. ZANJIR TASMALI TRAKTORNI BURILISH

KINEMATIKASI

Zamonaviy zanjir tasmali traktorlar turli rusumdagi burilish mexanizmlari bilan jihozlangan, ularning ishlash uslublari zanjir tasmani yetakchi yulduzchaga o'ralish tezligini rostdashiga asoslangan. Traktorni kichik tezlik bilan ta'minlangan zanjir tasmasini orqada qoluvchi, kattaroq tezlik bilan xarakatlanadigan zanjir tasmani ilgari lab ketuvchi deb ataladi.

Zanjir tasmali traktorlarni burilishi shartli ravishda uch etapga bo'lish mumkin:

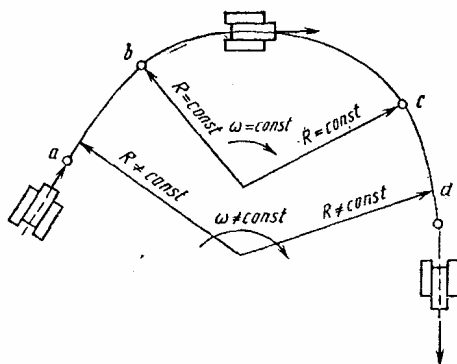
1. Burilishni boshlanishi (burilishga kirish). Bu etapda burilish o'zgaruvchan radius va o'zgaruvchan burchak tezligi bilan mashinani egri yoy bo'yicha xarakatlantiradi.

2. Bir tekisli burilish –bunda mashina o'zgarvas radius va o'zgarvas burchak tezligi bilan vs aylana yoyi bo'yicha buriladi.

3. Burilishni yakunlash –bunda burilish o'zgaruvchan radius va o'zgaruvchan burchak tezligi bilan cd yoyi bo'yicha bajariladi.

Zanjir tasmali traktor 24 rasmga ko'ra tayanch yuzasida O nuqta atrofida buriladi, bu nuqta burilish markazi deb ataladi.

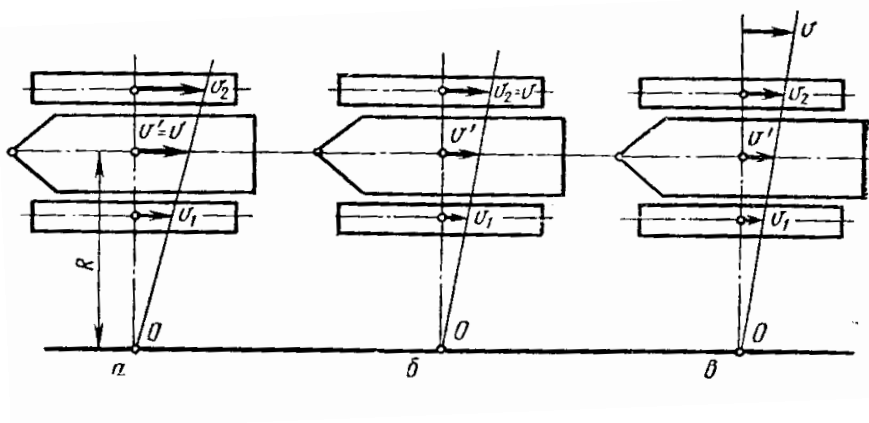
Tadqiqotlarga ko'ra burilish markazi O traktorni bo'ylama tekislikka perpendikulyar bo'lgan chiziqda joylashgan bo'ladi.



24.1-rasm. Zanjir tasmali traktorni uch etap bo‘yicha burilish sxemasi.

Oddiy holatda, burilayotgan traktor tirkamasiz o‘zgarmas tezlik bilan gorizontal tayanch yuzasida xarakatlanayotganini taxlil qilinadi. Zanjir tasmali traktorni tayanch yuzasida burilishi burchak tezligi ω_b va burilish radiusi R bilan tavsiflanadi. Zanjir tasmalarni xarakatlanishini ikki yo‘nalishga bo‘lish mumkin: aylanma xarakat – O_1 va O_2 qutublar atrofida ω_b burchak tezligi bilan; ilgari lama to‘g‘ri chiziqli V_1 va V_2 tezliklari bilan. Zanjir tasmali traktorlarni burilish mexanizmlarini ikki sinfga bo‘lish mumkin:

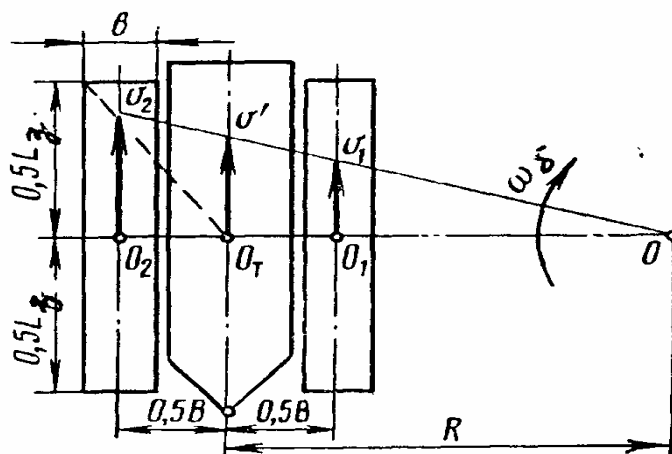
1. Quvvat zanjir tasmalar yetakchi yulduzchalariga bitta oqim bo‘yicha uzatiladi (DT-75M, T-4A).
2. Quvvat har bir zanjir tasmaga alohida – alohida, ikki parallel oqim bo‘yicha uzatiladi (T-150).



24.2-rasm. Zanjir tasmali traktorni burilish kinematikasi

a –differensialli; b –friksion muftalar yoki bir pog‘onali planetar uzatmali;
 v –kombinatsiyalangan; V -traktorni to‘g‘ri chiziq yo‘nalishdagi xarakat tezligi; V^1
 –traktorni burilishdagi xarakat tezligi.

Kinematik belgisi bo‘yicha zanjir tasmali traktorlar burilish mexanizmlarini
 uch guruxga bo‘lish mumkin:



**24.3-rasm. Zanjir tasmali traktorlarni burilishini kinematik
 tavsifnomasi**

L_z –zanjir tasmani uzunligi; V -zanjir tasmani ko‘ndalang bazasi; v –zanjir tasmani kengligi; R –burilish radiusi; O_t –traktorning burilish qutubi; V –traktorni to‘g‘ri chiziq bo‘yicha xarakatlanish tezligi; V^1 –traktorni burilish jarayonidagi o‘rtacha tezligi; V_1 –orqada qoluvchi zanjir tasmani tezligi; V_2 –ilgarilab ketuvchi zanjir tasmani tezligi; ω_b –traktorni burilishidagi burchak tezligi; O –burilish markazi.

1. Differensial –bu turdagi mexanizmi qo‘llanilganda traktorning burilish jarayonidagi o‘rtacha tezligi $V^1=0,5 (V_2 + V_1)$ traktorni to‘g‘ri chiziq yo‘nalish bo‘yicha xarakatlanish tezligiga teng bo‘ladi, ya‘ni $V^1=V$. Bunda xar ikki holatda ham dvigatel valining aylanish chastotasi o‘zgarmas va zanjir tasmalarni shataksirashi bo‘lmaydi deb qabul qilinadi.

2. Burilish muftalari yoki bir pog‘onali planetar uzatmalar o‘rnatilgan –bu turdagi burilish mexanizmlarda ilgarilab ketuvchi zanjir tasmani xarakat tezligi orqa ko‘prikn yetakchi vali tezligi bilan burilishda ham to‘g‘ri chiziq yo‘nalishdagi kinematik bog‘lanishni saqlab qoladi, ya‘ni $V_2=V$ (24b-rasm).

3. Kombinatsiyalangan – bu turdagi burilish mexanizmlar o‘ta og‘ir va gabaritrari katta mashinalarda qo‘llaniladi. Ikki tomondagi zanjir tasmalarni burilishda ilgari lama tezliklari shunday kamayib ketadiki ularni to‘g‘ri chiziq yo‘nalishi bo‘yicha xarakatlanganligidagi ilgari lama tezligining shartli nuqtasi ilgari lab ketuvchi zanjir tasmani yuqorisida joylashadi.

Shunday qilib bu turdagi burilish mexanizmi o‘rnatilgan traktorlarni burilayotgandagi tezligi, to‘g‘ri chiziq yo‘nalishdagi xarakat tezligidan bir necha marotaba kam bo‘ladi, ya’ni $V^1 < V$

Agar zanjir tasmalarni shataksirashi va sirpanishi bo‘lmasa deb qabul qilinsa orqada qoluvchi va ilgari lab ketuvchi zanjir tasmalarni ilgari lama xarakatlanish tezligi aniqlash formulalari shunday yozilishi mumkin:

$$v_1 = \omega_b (R - 0,5V); v_2 = \omega_b (R + 0,5V), \quad (24.1)$$

bunda V -traktorni ko‘ndalang bazasi.

Traktorni burilish radiusi R bilan orqada qoluvchi va ilgari lab ketuvchi yulduzlarlarni aylanish chastotalari orasidagi bog‘lanish shunday yoziladi:

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{n_2}{n_1} = \frac{R + 0,5V}{R - 0,5V}, \text{ bunda } R = \frac{0,5 \cdot V(v_2 + v_1)}{v_2 + v_1} = 0,5 \cdot V \frac{n_1 + n_2}{n_2 - n_1} \quad (24.2)$$

Turli usulda burilayotgan traktorlarni baxolash uchun nisbiy burilish radius qabul qilingan:

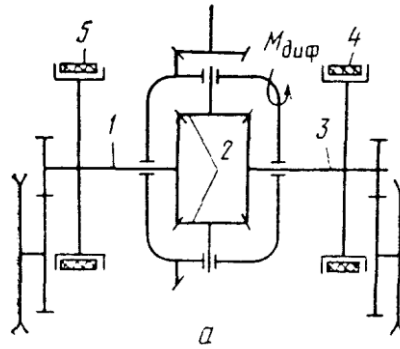
$$\rho = \frac{R}{V} = \frac{0,5(n_1 + n_2)}{n_2 - n_1} \quad (24.3)$$

Traktorni yetakchi yarim o‘qlar orasida o‘rnatilgan oddiy differensial ishlashini ko‘rib chiqish mumkin

Agar traktor to‘g‘ri chiziq yo‘nalish bo‘yicha xarakatlansa ikki tomondagi tormoz qurilmalari bo‘sh holatda bo‘lishi shart. Chap va o‘ng zanjir tasmalardagi qarshilik taxminan teng bo‘lganida satellit 2 lar o‘z o‘qlari atrofida aylanmaydi va traktorni ikkala yarim o‘qlari bir xil chastota bilan aylanadi, yani:

$$n_2 = n_1 = n_g, \quad (24.4)$$

bunda n_g - differensial o‘rnatilgan asosni aylanish chastotasi.



24.4-rasm. Oddiy differensial turdagi burilish mexanizm o‘rnatilgan orqa ko‘prik sxemasi

1, 3 – chap va o‘ng tomondagi yarim o‘qlar; 2-satellitlar; 4, 5-o‘ng va chap yarim o‘qlar tormozlari.

Traktorni burilishi orqada qoluvchi yarim o‘qni (ikkinchi yarim o‘qga nisbatan sekinroq aylanuvchi) tormozlash xisobiga amalga oshiriladi. Bu holda satellitlar o‘z o‘qi atrofida aylana boshlashi natijasida orqada qoluvchi yarim o‘qni aylanish chastotasi bir oz kamayadi, ilgari ketuvchi yarim o‘qni aylanish chastotasi esa shungacha ko‘payadi. Shunday qilib chap va o‘ng yarim o‘qlarni aylanish chastotalari yig‘indisini yarmini differensial asosini (qutisini) aylanish chastotasiga teng bo‘ladi.

$$\frac{n_2 + n_2}{2} = n_g \quad (24.5)$$

Bu shartni e‘tiborga olgan holda, burilish radiusini aniqlangan formula 95 quyidagi ko‘rinishda yoziladi.

$$R = \frac{V \cdot n_g}{n_2 - n_1} \quad (24.6)$$

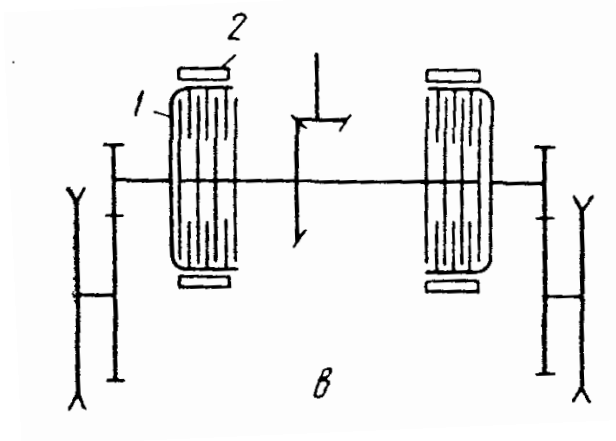
Orqada qoluvchi yarim o‘qni aylanish chastotasi, to‘g‘ri chiziq yo‘nalishi bo‘yicha xarakatlanganida maksimal qiymat $n_1 = n_2$ dan, traktor to‘g‘ri yo‘nalishida xarakatlanganida yarim o‘q to‘liq to‘xtaganida $n_1 = 0$ traktor bir joyda turib burilgandagi qiymatigacha o‘zgarishi mumkin.

Shunday qilib oddiy differensial o‘rnatilgan burilish mexanizmi xoxlagan burilish radiusi bo‘yicha burilishga imkon beradi, ya‘ni maksimal $R = \infty$ dan, to‘g‘ri chiziq yo‘nalishi bo‘yicha xarakatlanganida va bitta yarim o‘q to‘liq to‘xtaganida

minimal burilish radiusi bilan $R_{\min} = V \cdot n_g / n_2$ gacha. Bitta yarim o'q to'liq to'xtaganida, ya'ni $n_1 = 0$ bo'lganida ilgari lab ketuvchi yarim o'q $n_2 = 2 \cdot n_g$ chastota bilan aylanadi va traktorni minimal burilish radiusi qiymati shunday aniqlanadi:

$$R_{\min} = 0,5 \cdot V \quad (24.7)$$

Agar zanjir tasmani traktorlarni orqa ko'priklarida burilish mexanizim sifatida friksion muftalar va har tomonga aloxida –aloxida tormozlash qurilmalari qo'llanilsa traktorni burilishda orqada qoluvchi zanjir tasma bilan orqa ko'priklarini birlashtiruvchi mufta qisman yoki to'liq ajratiladi. Ayrim hollarda orqada qoluvchi zanjir tasmani tormozlash ham amalga oshiriladi.



24.5-rasm. Friksion mufta turdagi burilish mexanizim o'rnatilgan orqa ko'priklar sexemasi.

1 - friksion muftalar ; 2 - tormoz qurilmalari.

Agar traktor to'g'ri chiziqli harakatlanish yo'nalishidan egri chiziqli harakat yo'nalishiga o'tganida divergetel valining aylanish chastotasi o'zgarmaydi deb qabul qilinsa ilgari lab ketuvchi zanjir tasmani aylanishlar chastotasi o'zgarmaydi, ya'ni $n_2 = \text{sost}$. Orqada qoluvchi zanjir tasmani aylanish chastotasi kamayib $n_1 = n_2$ dan (to'g'ri chiziq yo'nalishidagi xarakatda) $n_1 = 0$ gacha, ya'ni minimal miqdorga borib to'xtab qolishi ham mumkin. Natijada minimal burilish radiusi shunday aniqlanadi:

$$R_{\min} = 0,5 \cdot V \quad (24.8)$$

Friksion muftali burilish mexanizm oʻrnatilgan traktorlarni burilishidagi oʻrtacha ilgarilama tezlik qiymati:

$$v^1 = \frac{v \cdot R}{R + 0,5 \cdot V} \quad (24.9)$$

Formuladan koʻrinib turibdiki traktorni burilishdagi ilgarilama tezligi v^1 , toʻgʻri chiziq yoʻnalishida tezlik v dan kamroq boʻladi ($v^1 < v$). Agar traktor bir joyda turib aylanib burilsa uning tezligi toʻgʻri chiziq yoʻnalishidagi tezlikdan ikki marta kichik boʻladi, yaʼni:

$$v^1 = 0,5 \cdot v \quad (17.10)$$

Bir pogʻonadi planetar burilish mexanizmi oʻrnatilgan zanjir tasmali traktorlarda ham oʻxshash jarayon sodir boʻladi.

Kombinatsiyalangan burilish mexanizm oʻrnatilgan zanjir tasmali mashinalarda burilishdagi tezlik toʻgʻri chiziq yoʻnalishdagi tezlikdan bir necha marotaba kichik boʻladi. Bu turdagi burilish mexanizmlari oʻta ogʻir va oʻlchamlari katta oʻz yurar mashinalarda oʻrnatilib, qishloq xoʻjalikda foydalaniladigan traktorlarda oʻrnatilmaydi.

Nazorat savollari

1. Zanjir tasmali traktorlarni burilishi qanday etaplarga boʻlinadi?
2. Kinematik belgisi boʻyicha zanjir tasmali traktorlarni burilish mexanizmlari qanday guruhlarga boʻlinadi?
3. Zanjir tasmali traktorni minimal burilish radiusi qanday aniqlanadi?
4. Friksion muftali burilish mexanizmi oʻrnatilgan traktorlarni burilishdagi oʻrtacha ilgarilama tezlik qiymati qanday aniqlanadi?

25-§. TRAKTOR VA AVTOMOBILLARNI BO‘YLAMA TURG‘UNLIK MEZONLARI

Qishloq xo‘jalik yuklarini tashish hajmini ko‘p qismini g‘ildirakli va zanjir tasmali traktorlar yordamida amalga oshiriladi. G‘ildirakli traktorlarni yillik foydalanish ishlarini taqsimlanishi shuni ko‘rsatadiki, umumiy ish vaqtini 50% dan ortig‘i transport ishlarini bajarishga sarflanadi.

Traktorlarni transport va dala ishlarida foydalanish, ularni turli past va balandlik yerlarda ag‘darilmay turg‘un xarakatlanaolish xususiyatiga bog‘liq.

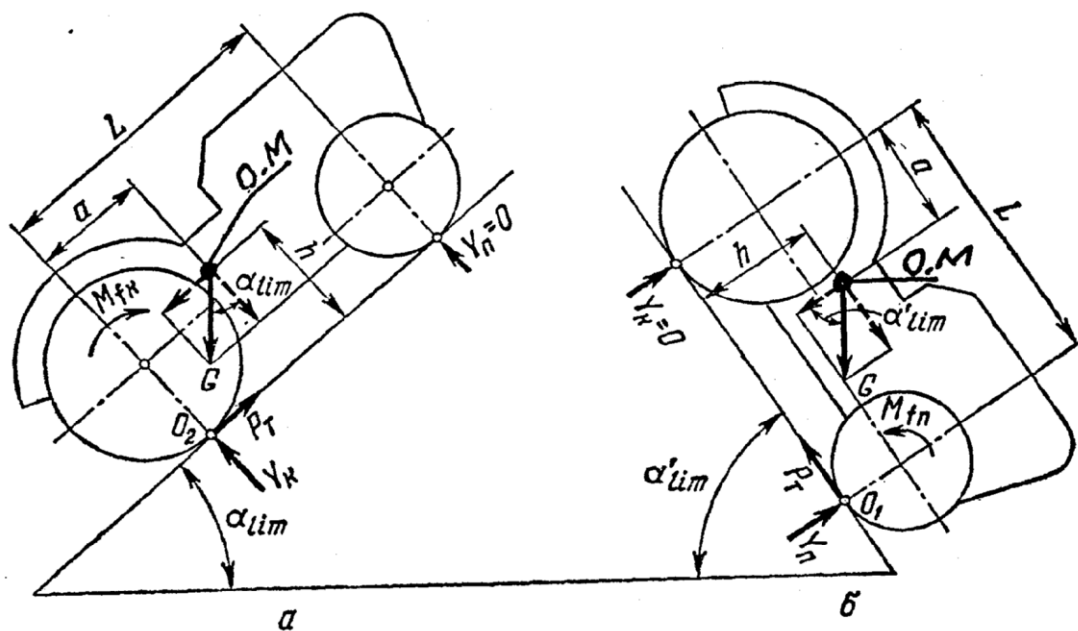
Traktor va avtomobillarni turg‘unligi ularni bo‘ylama va ko‘ndalang nishablarda ag‘darilmay ishlaolish xususiyati bilan tasniflanadi. Traktor va avtomobillarni ag‘darilmasdan turaoladigan eng katta (so‘ngi) balandlik yoki pastlik burchagini chegaraviy statik balandlik yoki pastlik burchagi deb atab α_{lim} harf bilan belgilanadi. Mashinani bu holatlarda turganligida ta’sir qiluvchi tashqi kuchlar sxemasi keltirilgan.

Agar g‘ildirakli traktorni bo‘ylama tekislikda old g‘ildiraklari traktor og‘irligidan to‘liq yuksizlangan bo‘lib ularga yer tomonidan ta’sir qiluvchi reaksiya kuchi $U_p=0$ bo‘lsa traktor ag‘darilib ketadi. Bunda traktorni barcha og‘irlik yuklamasi orqa g‘ildiraklar tomonidan qabul qilinadi va ularga yer tomonidan ta’sir qiluvchi reaksiya kuchi $U_k=G\cos\alpha_{lim}$ bo‘ladi.

Og‘irlik kuchini yerga paralel yo‘nalgan tashkil etuvchisi $G\sin\alpha_{lim}$ ta’sirida traktor g‘ildiraklari pastlikka yumalab ketmoqchi bo‘ladi. Bu holat bo‘lmasligi uchun traktorni orqa g‘ildiraklariga R_t tormoz kuchi ta’sir qiladi.

Traktorni pastlikka xarakatlanib ketmasligiga orqa g‘ildiraklarni yumalashiga qarshilik qiluvchi moment M_{jk} ham yo‘l qo‘ymaslikka harakat qiladi, ammo ta’siri o‘ta kam bo‘lganligi sababli undan voz kechiladi.

Bo‘ylama balandlik va pastlikdagi static turg‘unlik mezonlari faqat ag‘darilganda emas, balki sirpanish natijasida ham aniqlanishi mumkin, chunki bunda berilgan sharoitda shartli tormoz kuchi R_t nishabli tekislikda mashinani ushlab turishga etarli bo‘lmaydi.



25.1-rasm. Bir joyda eng so‘nggi α_{lim} burchagida turgan g‘ildirakli traktorga ta‘sir qiluvchi kuchlar sxemasi.

a – cheklangan so‘ngi (eng katta) balandlik burchakda; b – cheklangan so‘ngi pastlik burchakda.

Traktorni ag‘darilmoqchi bo‘lgan o‘qiga nisbatan muvozanat shartiga asoslanib quyidagi tenglamani yozish mumkin:

$$G \cos \alpha_{lim} \cdot a - G \sin \alpha_{lim} \cdot h = 0, \quad (25.1)$$

Bunda a - og‘irlik markazining harakatlanish tekisligiga parallel gorizontalkoordinatasi; h - og‘irlik markazining harakatlanish tekisligiga perpendikulyar vertical koordinatasi.

Tenglama 106 ni $G \cos \alpha_{lim}$ qiymatga bo‘linsa:

$$\operatorname{tg} \alpha_{lim} = \frac{a}{h} \quad (25.2)$$

Ushbu formulaga asoslangan holda traktorni cheklangan static eng so‘ngi balandlik burchakda turganida og‘irlik markazdan yo‘nalgan $G \cos \alpha_{lim}$ vektori O_2 nuqtadan o‘tadi.

Agar traktor eng so‘ngi static pastlikka qarab turgan burchakda tursa uning orqa g‘ildiraklari og‘irlik kuchidan to‘liq yuksizlantirgan bo‘lib orqa g‘ildiraklarga yer tomonidan ta‘sir qiluvchi reaksiya kuchi $U_k = G \cos \alpha_{lim}$ bo‘ladi. Traktorning

pastlikka qarab harakatlanib ketmasligi tormoz kuchi R_t ushlab turadi deb shartli ravishda qabul qilinadi.

Traktorni pastlikka qarab turganida muvozanat tenglamasini O_1 nuqtaga nisbatan yoziladi, ya'ni:

$$G \cos \alpha_{lim} (L-a) - G \sin \alpha_{lim} \cdot h = 0 \quad (25.3)$$

Tegishli matematik yechimlar asosida:

$$\operatorname{tg} \alpha_{lim}^1 = \frac{L-a}{h} \quad (25.4)$$

Agar traktor bu formula bilan aniqlangan burchak ostida pastlikka qarab tursa og'irlik kuch vektori G sxemani O_1 nuqtasidan o'tadi. Universal g'ildirakli trak torlarda balandlikka qarab ag'darilmay turaoladigan cheklangan eng so'ngi static burchak $\alpha_{lim} = 35 \dots 45^0$, pastlikka qarab ag'darilmay turaoladigan burchak $\alpha_{lim}^1 = 60^0$ va undan ortiq bo'lishi ham mumkin, chunki bu turdagi traktorlarda og'irlik markaz nuqtasi orqa g'ildiraklarga yaqinroq joylashgan bo'ladi.

Yuk avtomobillarda ham static turg'unlik burchaklari ushbu oraliqda joylashgan bo'ladi. Engil avtomobillarda odatda og'irlik markaz nuqtasi taxminan bo'ylama bazasini o'rtasida joylashgan bo'ladi, shuning uchun yuqorida qayd qilingan α_{lim} va α_{lim}^1 burchaklar 60^0 dan kam bo'lmaydi.

Tormozlangan traktorni balandlik va pastlik nishabda sirpanib ketmasdan tura oladigan, eng katta burchaklarni α_φ va α_φ^1 deb belgilanadi. Agar traktorda tormoz tizimi faqat orqa g'ildiraklarga ta'sir qiladigan bo'lsa unda α_φ va α_φ^1 larni aniqlash formulalari:

$$G \sin \alpha_\varphi = P_{T_{max}} = \varphi \cdot Y_\kappa = \varphi \frac{G \cos \alpha_\varphi (L-a) - C \sin \alpha_\varphi \cdot h}{L} \quad (25.5)$$

$$G \sin \alpha_\varphi^1 = P_{T_{max}} = \varphi \cdot Y_\kappa = \varphi \frac{G \cos \alpha_\varphi^1 (L-a) - C \sin \alpha_\varphi^1 \cdot h}{L} \quad (25.6)$$

Tenglamalarga matematik ishlov berilganidan so'ng:

$$\operatorname{tg} \alpha_\varphi = \varphi \frac{L-a}{L-\varphi \cdot h}; \quad \operatorname{tg} \alpha_\varphi^1 = \varphi \frac{L-a}{L+\varphi \cdot h}; \quad (25.7)$$

Traktorni faqat orqa g'ildiraklari tormozlanadigan bo'lsa pastlikka qarab sirpanib ketmay turaoldigan cheklangan eng so'ngi burchak α_{φ}^1 , traktorni balandlikka qarab sirpanib ketmasdan turaoladigan burchak α_{φ} miqdoridan ancha kam qiymatga ega.

Pastlikka qarab ag'darilmay turaoladigan statik burchak α_{lim}^1 da tormozlanish mutloq bo'lmaydi, chunki bu holda orqa g'ildiraklar to'liq yuksizlantirilgan bo'ladi. Shunday qilib faqat orqa g'ildiraklarga tormoz o'rnatilgan traktorlarni pastlikka qarab ag'darilmay turaolish burchagi $tg \alpha_{im}^1 = \frac{L - \alpha}{h}$ formula bo'yicha aniqlash mantiqan noo'rin bo'ladi; traktorni pastlikka qarab turganida bo'ylama turg'unlikni aniqlash faqat sirpanib ketmasdan turaolish burchagi α_{φ}^1 ni aniqlash bilan cheklanadi.

Harakat davomida yetakchi g'ildiraklar ikki do'nglik orasida yoki chuqur ariqda qisilib qolsa traktorni jiddiy ag'darilish xavfi tug'iladi bu xolat 30 rasmda ko'rsatilgan. Yetakchi g'ildiraklar qisilib qolganligi sababli ularni yarim o'qlari aylanmay qoladi. Mashinani asosi qisilib qolgan g'ildiraklar o'qi O_k atrofida burilib (aylanib) ag'darilib ketishi mumkin. Bu xolat traktor gorizontalka tekislikda xarakatlansa xam sodir bo'lishi mumkin, chunki zamonaviy traktorlarda yuqori quvvatli dvigatellar o'rnatiladi.

Traktorni asosini g'ildiraklar o'qi atrofida burib ag'darmoqchi bo'lgan moment qisilib qolgan g'ildiraklarga ta'sir qiluvchi reaktiv moment tomonidan amalga oshiriladi. Ushbu momentni miqdori traktorni yurituvchi moment miqdoriga teng bo'ladi.

Yetakchi momentni cheklangan qiymati ilashish muftani ishqalanish momenti bilan cheklanadi. Ma'lumki yetakchi moment birinchi uzatmada eng yuqori miqdorga ega:

$$M_{klim} = \beta M_{dv} \cdot i_1 \cdot \eta_m \quad (25.8)$$

bunda β - ilashish muftasini zaxira koeffitsienti, adabiyotdan olinadi.

Old g'ildiraklari yerdan uzilganida ag'darilish o'qi O_2 ga nisbatan muvozanat tenglamasi tuziladi;

$$M_{klim} = G_{as} \cdot l_{as}, \quad (25.9)$$

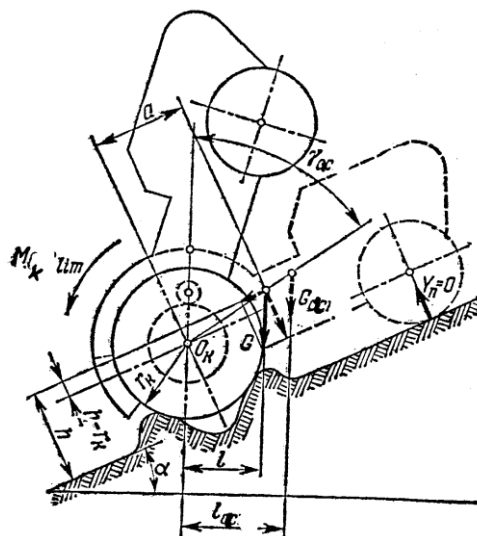
bunda G_{as} - yetakchi g'ildiraklarga ta'sir qiluvchi og'irlikdan tashqari traktor asosini og'irligi;

l_{as} – yetakchi g'ildiraklar o'qiga nisbatan asos og'irligi vektorini elkasi.

Yetakchi g'ildiraklarni og'irlik markaz nuqtasi ularni geometrik o'qida joylashganligi tufayli quyidagi tenglamani yozish mumkin:

$$G_{as} \cdot l_{as} = G \cdot l, \quad (25.10)$$

G'ildirakli traktorlarni bo'ylama turg'unligini oshirishni turli usullari mavjud, jumladan: old g'ildiraklarga va traktorni old qismiga qo'shimcha yuk joylashtirish, traktorni bo'ylama bazasini uzaytirish (imkon bo'lsa), loyixalash davrida og'irlik markaz nuqtasini oldinroqqa siljitish va hokazolar.



25.2-rasm. Yetakchi g'ildiraklar qisilib qolganida traktorni ag'darilish sxemasi

bunda G – traktorni umumiy og'irligi; l – og'irlik vektorini G ni yetakchi g'ildiraklar o'qiga nisbatan elkasi.

Ma'lumki $G \cdot l = G \cdot \cos \alpha \cdot \alpha - G \cdot \sin \alpha \cdot (h - \eta_k)$, shuning uchun traktor asosini qisilib qolgan g'ildiraklar o'qi atrofiida aylanaolmaslik sharti:

$$[G (\cos \alpha \cdot \alpha - \sin \alpha (h - \eta_k))] > \beta \cdot M_{dv} \cdot i_1 \cdot \eta_m \quad (25.11)$$

Ushbu shart faqat avval ishlab chiqarilgan, kam quvvatli dvigatellar o'rnatilgan traktorlarda bajariladi. Zamonaviy yuqori quvvatli dvigatel o'rnatilgan traktorlarda 116 formuladagi shart bajarilmaydi.

Ilmogʻidagi tortish qarshiligini mavjudligi traktor asosini yetakchi gʻildiraklar oʻqi atrofida burilib (aylanib) agʻdarilishiga toʻsqinlik qiladi, chunki shartli tirkama nuqtasi yetakchi gʻildiraklar radiusidan kichik.

Zanjir tasmali traktorlarni boʻylama turgʻunlik mezonni sifatida bosim markaz nuqtasini joylashishi inobatga olinadi. Shartli ravishda ushbu mezon yetakchi yulduzcha oʻqidan bosim markazi nuqtasigacha boʻlgan masofa x_g bilan ifodalanadi. Ushbu masofasi oʻzgarishiga sababchi holatlar:

1. Agar traktor qoʻzgʻalmas holatda gorizonta tekislikda tursa $x_g = \alpha$ boʻladi.
2. Agar traktor balandlikka qarab harakatlansa yoki tursa turgʻunlik sharti $x_g < \alpha$ koʻrinishda boʻladi.
3. Agar traktor gorizonta tekislikda tirkama bilan harakatlansa x_g masofa α koordinatasidan bir oz kamayadi.

Shunday qilib x_g masofani miqdoriga taʼsir qiladigan koʻrsatkichlar:

- harakatlanayotgan tekislikning nishabi, balandlikka qarab harakatlanganida burchak qanchalik katta boʻlsa x_g masofasi shunchalik kaltaroq boʻladi;
- ilmoqdagi qarshilik mavjudligi, P_{il} qancha katta boʻlsa x_g miqdori shunchalik kamayib boradi;
- xarakatlanishda tezlanishni mavjudligi, tezlanish ortishi x_g miqdorini kamayishiga olib keladi.

Qishloq xoʻjaligida foydalaniladigan zanjir tasmali traktorlarda ikki turdagi osmalar qoʻllaniladi:

- yarim bikrli – bu turdagi osmalar T-4A, T-130 rusumi zanjir tasmali traktorlarga oʻrnatilgan;
- balansir – bu turdagi osmalar T-50A, T-70, DT-75M, T-150 kabi rusumli traktorlarda qoʻllaniladi.

Yuritkichlarda yarim bikrli osma qoʻllanilganida boʻylama turgʻunlikni saqlash uchun (ogʻdarilib ketmasligi uchun) quyidagi shartlar bajarilishi kerak:

- balandlikka qarab turganda yoki xarakatlanganida $x_g > S_k$ bo'lishi kerak;

- pastlikka qarab turganida yoki xarakatlanganida $x_g < S_p$ bo'lishi kerak:

Yuritkichlarda yarim bikrli osma qo'llanilganida, zanjir tasmasi traktorlarni umumiy bo'ylama turg'unlik sharti:

$$S_k \leq x_g \leq S_p \quad (25.12)$$

Balansir osma o'rnatilgan zanjir tasmasi traktorni bo'ylama turg'unligini saqlash shartlari:

- balandlikka qarab turganida yoki xarakatlanganida $X_g \geq l_k$;

- pastlikka qarab turganida yoki xarakatlanganida $X_g \leq l_n$.

Balansir osma qo'llanilganda bo'ylama turg'unlik sharti:

$$l_k \leq x_g \leq l_p \quad (25.13)$$

Avval aniqlangan α_{in} burchagi zanjir tasmasi traktorni qo'zg'almas (statik) xolatida necha gradus balandlik burchagigacha ag'darilmay tura olishini ko'rsatadi.

Bosim markazi koordinatasi x_g ni aniqlash lozim, chunki bu ko'rsatkich traktorni bo'ylama turg'unligiga bevosita ta'sir qiladi.

Keltirilgan bo'ylama turg'unlik shartlaridan ko'rinib turibdiki, bosim markaz koordinatasi x_g yagona o'zgaruvchan ko'rsatkich. Shuni e'tiborga olib bu ko'rsatkichni 12 rasmdagi O nuqtaga nisbatan kuch momentlar tenglamasi orqali aniqlanadi:

$$x_g = \frac{G \cos \alpha \cdot \alpha_{o.m.} - P_{il} \cdot h_{il} - (G \cdot \sin \alpha + P_j) h_{o.m.} - P_f \cdot \delta - M_{jy}}{Y} \geq C_k \quad (25.14)$$

bu formula turg'unlik sharti $x_g \geq S_k$ qo'llanilgan holatda yozilgan.

Agar yarim bikr osmasi traktor balandlikka qarab tormozlangan holda tursa bu formulani ko'rinishi:

$$x_g = \frac{G \cos \alpha \cdot \alpha_{o.m.} - G \sin \alpha \cdot h_{o.m.}}{G \cos \alpha} \geq C_k \quad (25.15)$$

bu formulada $U \approx G \cos \alpha$ iborasi qo'llanilgan.

$$\frac{G \cos \alpha \cdot \alpha_{o.m.} - G \sin \alpha \cdot h_{o.m.}}{G \cos \alpha} \geq C_k \quad (25.16)$$

Yarim bikr osmali traktorni balandlikka qarab necha gradus burchakda ag'darilmay tura olish burchagini aniqlash uchun quyidagi matematik amallar bajariladi:

$$G \cos \alpha \cdot \alpha_{o.m.} - G \sin \alpha \cdot h_{o.m.} \geq G \cos \alpha \cdot S_k \quad (25.17)$$

Formula 122 ni $G \cos \alpha$ iboraga bo'lanida:

$$\alpha_{o.m.} - \operatorname{tg} \alpha \cdot h_{o.m.} \geq S_k - \operatorname{tg} \alpha \geq \frac{S_k - \alpha_{o.m.}}{h_{o.m.}}$$

$$\operatorname{tg} \alpha \leq \frac{\alpha_{o.m.} - S_k}{h_{o.m.}} \quad (25.18)$$

Ushbu iboradan yarim bikr osmali traktorni bo'ylama tekislikda necha gradusda tura olish burchagi aniqlanadi, bunda $\alpha = \alpha_{lim}$.

$$\text{balandlikka } \operatorname{tg} \alpha_{lim} = \frac{\alpha_{o.m.} - S_k}{h_{o.m.}} \quad (25.19)$$

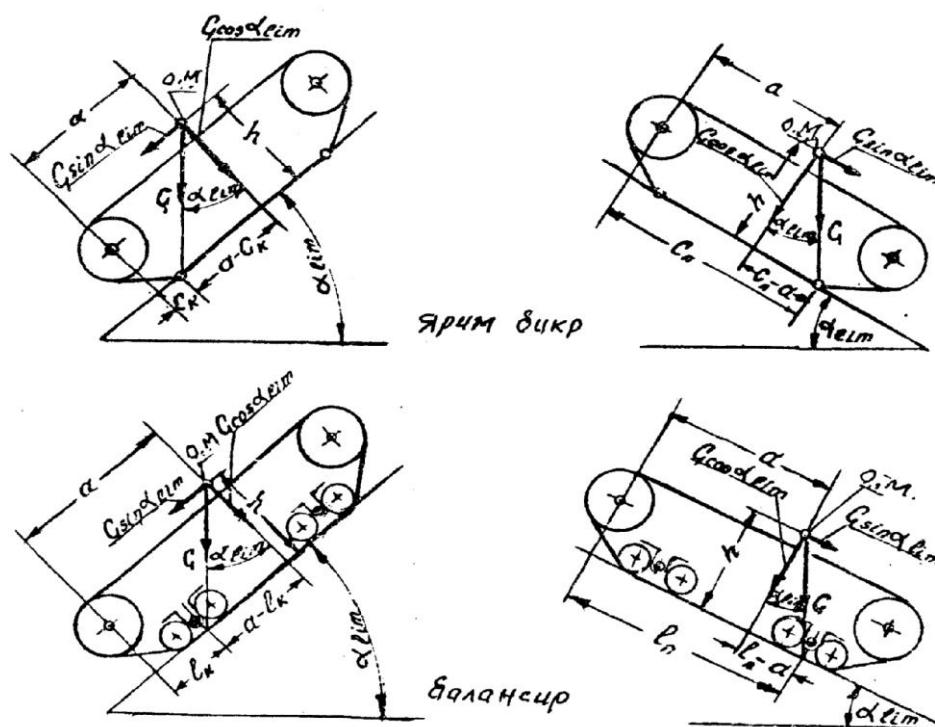
$$\text{pastlikka } \operatorname{tg} \alpha_{lim} = \frac{S_k - \alpha_{o.m.}}{h_{o.m.}} \quad (25.20)$$

Balansir osmali traktorlar uchun:

$$\text{balandlikka } \operatorname{tg} \alpha_{lim} = \frac{\alpha_{o.m.} - l_k}{h_{o.m.}} \quad (25.21)$$

$$\text{pastlikka } \operatorname{tg} \alpha_{lim} = \frac{l_p - \alpha_{o.m.}}{h_{o.m.}} \quad (19.22)$$

Yarim bikrli va balansir osmali zanjir tasmali traktorlarni aniqlangan α_{lim} burchaklarida turganligi ko'rsatilgan.



25.3 –rasm. Yarim bikr va balansir osma qo‘llanilgan traktorlarni bo‘ylama eng so‘ngi mezon burchaklarida turganligini ifodalovchi sxemalar.

Nazorat savollari

1. Traktorni ag‘darilishiga nima sababchi bo‘ladi?
2. G‘ildirakli mashinani eng so‘nggi statik cheklangan bo‘ylama balandlik burchagi qanday aniqlanadi (sxemadan tushuntiring)?
3. G‘ildirakli mashinani eng so‘nggi cheklangan statik bo‘ylama pastlik burchagi qanday aniqlanadi (sxemadan tushuntiring)?
4. G‘ildirakli traktorlarni bo‘ylama turg‘unligini oshirish usullarini gapirib bering.
5. Traktorni asosini g‘ildiraklar o‘qi atrofida burilib ag‘darmoqchi bo‘lgan moment qanday aniqlanadi?
6. Yarim bikrli zanjir tasmali traktorni balandlikka va pastlikka qarab harakatlanayotganida ag‘darilib ketmasligi uchun qanday shart bajarilishi kerak?
7. Balansir osmali zanjir tasmali traktorni balandlikka va pastlikka qarab harakatlanayotganida ag‘darilib ketmasligi uchun qanday shart bajarilishi kerak?

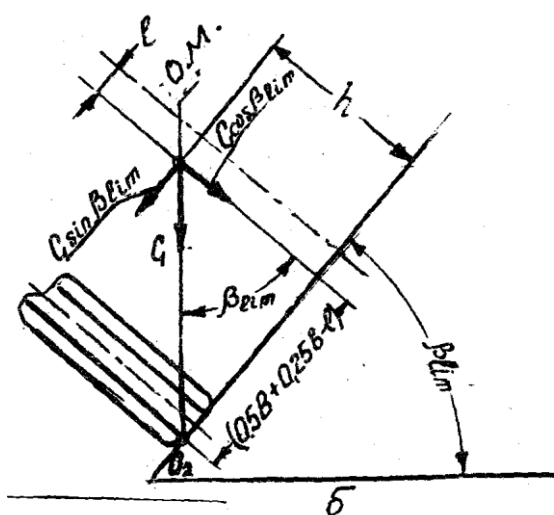
8. Zanjir tasmali traktor balandlikka va pastlikka qarab harakatlanmay turganida necha gradusda agʻdarilmay tura oladigan burchak qanday aniqlanadi (sxemadan tushuntiring)?

26-§. TRAKTOR VA AVTOMOBILLARNI KOʻNDALANG TURGʻUNLIK MEZONLARI

Mashinani boʻylama oʻqiga nisbatan aylanib agʻdarilishga qarshilik qiladigan xususiyat koʻndalang turgʻunlik deb aytiladi. Agʻdarilish sodir boʻlishdan avval mashinani bir tomonidagi gʻildiraklariga yoki zanjir tasma (chap yoki oʻng tomonidagi) yer tomonidan taʼsir qiluvchi reaksiya kuchlari kamayadi. Eng soʻngi holatda mashinani ogʻirlik markaz nuqtasidan oʻtkazilgan vertikal vektor O nuqtasidan oʻtganida agʻdarilish sodir boʻladi.

Statik koʻndalang turgʻunlik mashinani qoʻzgʻalmay turganida agʻdarilmaydigan eng soʻngi koʻndalang qiyalik burchagi bilan baholanadi.

Mashinani agʻdarila boshlagan koʻndalang qiyalik burchagini β_{lim} bilan, koʻndalang qiyalikda pastga sirpana boshlagan burchakni esa β_s bilan belgilanadi



26.1–rasm. Gʻildirakli traktorni cheklangan eng soʻngi koʻndalang qiyalik burchagida turganida taʼsir qiluvchi kuchlar sxemasi.

Maʼlumki gʻildirakli traktor koʻndalang qiyalikda agʻdarilib ketishi uchun qiyalikni baland tomonida turgan gʻildiraklarga yer tomonidan taʼsir qiluvchi

reaksiya kuchi U_2 ni miqdori nolga teng bo'lishi kerak. Traktorni ushbu holatdagi β_{lim} burchak qiymatini aniqlash mumkin.

Ag'darilishi mumkin bo'lgan o'q O_2 ga nisbatan kuch momentlari tenglamasi yoziladi:

$G \sin \beta_{lim} \cdot h_{o.m.} - 0,5 \cdot V \cdot G \cdot \cos \alpha \cdot \beta_{lim} = 0$, bundan

$$\operatorname{tg} \beta_{lim} = \frac{0,5 \cdot B}{h}, \quad (26.1)$$

bunda V – traktorni ko'ndalang bazasi.

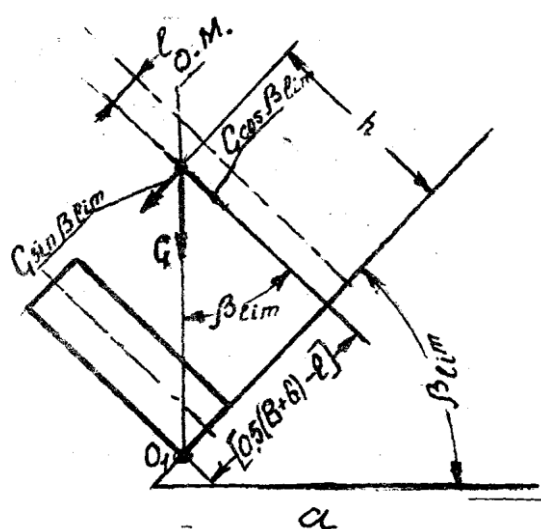
Aniqlangan formulada traktorni og'irlik markaz nuqtasi uning bo'ylama simmetrik o'qida joylashadi deb qabul qilinadi.

G'ildirakli traktorlarni ko'ndalang turg'unligiga old g'ildirak o'qlarini tebranishi qo'shimcha ta'sir o'tkazadi, chunki g'ildirak o'rnatilgan o'q vertikal – ko'ndalang tekislikda aylanish qobiliyatiga ega.

Zanjir tasmali traktorlarda ko'ndalang qiyalikda cheklangan statik turg'unlik saqlashni eng so'ngi burchagi β_{lim} aniqlanadi.

$$\operatorname{tg} \beta_{lim} = \frac{0,5(B + e)}{h}, \quad (26.2)$$

bunda v – zanjir tasmani kengligi



26.2 -rasm. Zanjir tasmali traktorni cheklangan eng so'ngi ko'ndalang qiyalik burchagida turganida ta'sir qiluvchi kuchlar sxemasi

Traktor va avtomobillar ko‘ndalang tekislik bo‘yicha xarakatlanganida turg‘unlik sifati pasayadi, chunki ularni yuritkichlari yerning do‘ngchalari va ariqchalari mashinani pastdan yuqoriga irg‘itadi, natijada turg‘unlik pasayadi.

G‘ildirakli traktorlarni qiyalikdan pastga sirpanish imkoniyatining aniqlash uchun barcha ta’sir qiluvchi kuchlarni xarakatlanish tekisligiga paralel bo‘lgan o‘qqa proeksiyalanadi:

$$Z_1 + Z_2 = G \sin \beta, \quad (26.3)$$

Bunda $Z_1 + Z_2$ – g‘ildiraklarga yer tomonidan ta’sir qiluvchi yonlama reaksiya kuchlar yig‘indisi:

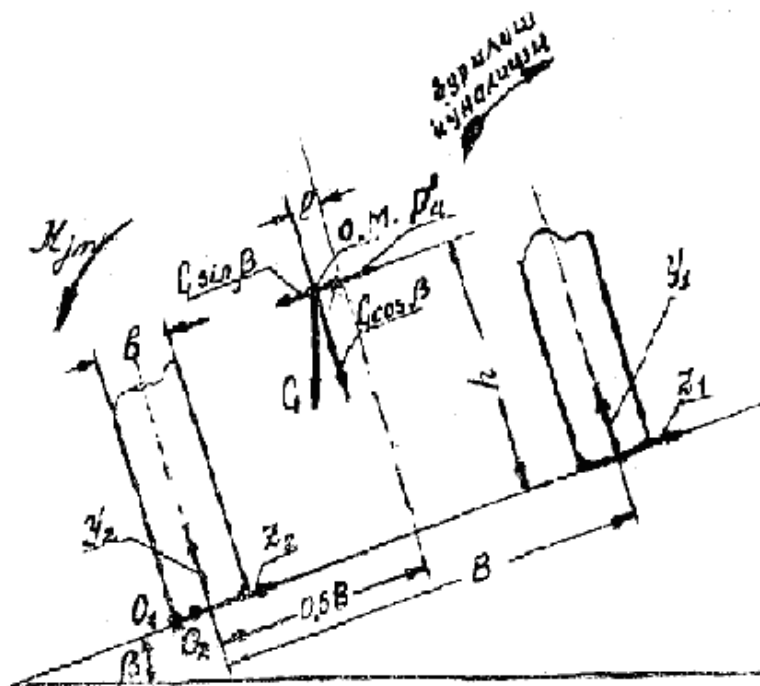
Yonlama reaksiya kuchlar Z_1 va Z_2 larni eng katta bo‘lgan qiymati aniqlanadi:

$$(Z_1 + Z_2)_{\max} = \varphi_z \cdot G \cdot \cos \alpha \beta, \quad (26.4)$$

bunda φ_z – ko‘ndalang qiyalikda traktor pastlikka sirpanganida uning yuritkichlarini tuproq bilan tishlashishini tavsiflaydigan koeffitsient.

Yonlama reaksiyalar qiymatini 128 tenglamaga qo‘yilganidan so‘ng:

$$G \cdot \sin \alpha \beta \leq \varphi_z \cdot G \cdot \cos \alpha \beta \text{ yoki } \operatorname{tg} \beta \leq \varphi_z \quad \operatorname{tg} \beta_{\lim} = \varphi_z \quad (26.5)$$



26.3 – rasm. G‘ildirakli traktorga ko‘ndalang tekislikda ta’sir qiladigan kuch va momentlar

Tenglamadan ko‘rinib turibdiki ko‘ndalang qiyalikda traktor pastlikka sirpanib ketmasligi uchun qiyalik burchagini tangensi tishlashish koeffitsientidan kam bo‘lishi kerak.

G‘ildirakli va zanjir tasmali traktorlar hamda avtomobillarni harakatlanish sharoitiga nisbatan tishlashish koeffitsient φ_z miqdori 5 jadvalda keltirilgan.

1-jadval

Xarakatlanish sharoiti	G‘ildirakli traktorlar	Zanjir tasmali traktorlar	Avtomobillar
Asfalt yo‘l	0,6...0,75	-	0,6...0,75
Shag‘al yotqizilgan yo‘l	0,5...0,65	-	0,5...0,65
Tosh terilgan yo‘l	0,4...0,5		0,4...0,5
Yomg‘irdan keyin dala yo‘li	0,35...0,5	-	0,35...0,5
Qumli yo‘l	0,65...0,75	-	0,65...0,75
Quruq dala yo‘li	0,6...0,8	0,9...1,1	0,5...0,7
Bo‘z yer	0,7...0,9	1,1...1,2	-
Ang‘iz	0,6...0,8	0,06...0,08	-
Xaydalgan yer	0,5...0,7	0,08...0,1	-
Ekishga tayyorlangan yer	0,4...0,6	0,09...0,12	-

Nazorat savollari

1. To‘rt g‘ildirakli traktorni ko‘ndalang qiyalikda eng so‘nggi cheklangan statik burchak qanday aniqlanadi?
2. Zanjir tasmali traktorni ko‘ndalang qiyalikda eng so‘nggi cheklangan ko‘ndalang statik burchak qanday aniqlanadi?

3. Mashinalarni ko'ndalang qiyalikdan pastga sirpanib ketmasligi uchun qanday shart bajarilishi kerak?
4. Eng so'nggi ko'ndalang qiyalik burchagi β_{lim} qanday aniqlanadi?

27-§. TRAKTOR VA AVTOMOBILLARNI O'TUVCHANLIGI

Mashinalarni o'tuvchanligi deb ularni turli sharoitlarda (loy, qum, batqoqlik va xokazo) belgilangan tortish kuchi, tezligi hamda eng yuqori tortish FIK bilan ishlay olish yoki xarakatlana olish qobiliyatiga aytiladi.

Traktorlar avtomobillarga nisbatan asosan tabiiy tuproq tekisliklarda ishlaydi. G'ildirakli traktorlarni o'tuvchanligi yo'l sharoiti o'zgarishiga ko'proq bog'liq bo'ladi. Bahor va kuz fasllarida yumshoq va nam tuproqlarda o'ta past tortish FIK bilan harakatlanishi, ko'p hollarda o'tuvchanlik past bo'lganligi sababli ularni ishlash samarasi manfiy songa ega bo'ladi.

Qishloq xo'jaligida foydalaniladigan traktorga o'tuvchanlik xususiyatiga umumiy shartlardan tashqari maxsus agrotexnik talablar ham qo'shilishi mumkin, jumladan ekilgan ekinlar va daraxtlar shoxlarini shikastlamay harakatlana olish qobiliyati. Agar mashina burilganida tuproq yuzasini buzib, uning ichiga shunchalik kirib ketib harakatlana olmay qolsa, ushbu mashinani buriluvchanligi yetarli bo'lmasligi sababli o'tuvchanligi past bo'ladi.

Undan tashqari mashinalarni ayrim qismlari bilan yer orasidagi masofa juda kam bo'lsa va harakatlanishga qo'shimcha qarshilik qilsa yoki ushbu qismlar ishlov berilayotgan ekinlar shikastlansa, mashina past konstruktiv –yo'l xususiyati bo'yicha o'tuvchanlikni yo'qotadi.

Ayrim hollarda traktor va avtomobillarni berilgan harakatlanish sharoitida o'tuvchanlikni agroekologik xususiyatlari yetarli emasligi ushbu foydalanishga yaroqsizlik holatlari ham bo'lishi mumkin. Bu holatda mashinani yuritkichlari tuproqni shunchalik zichlab va ishqalab yuboradiki, qishloq xo'jalik ekinlarini hosildorligi keskin kamayib ketadi.

Avtomobillarni o'tuvchanligi deb ularni sifatsiz va qarshiligi katta bo'lgan yo'llarda yura olish qobiliyatiga aytiladi.

O'tuvchanlik qobiliyati bo'yicha avtomobillar uch guruxga bo'linadi.

1. Oddiy o'tuvchanlik qobiliyatiga ega bo'lgan avtomobillar 4x2 g'ildirak sxema bo'yicha tayyorlanib qarshiligi kam tekis yo'llarda harakatlanishga mo'ljallangan, ularda mashinani eng pastgi nuqtasidan yo'lgacha bo'lgan vertikal masofa engil avtomobillarda 150...200 mm, yuk avtomobillarda esa 240...300mm bo'ladi.

2. Yuqori o'tuvchanlik qobiliyatiga ega bo'lgan mashinalar qatoriga ikki yoki uch yetakchi ko'priklari bo'lgan 4x4 , 6x4, 6x6 g'ildirak sexemada tayorlangan avtomobillar kiradi. Bunday avtomobillar qarshiligi katta bo'lgan yo'llarda va yo'l izi bo'lmagan yerlarda ham yura olishi mumkin, bu guruhdagi mashinalarda mashina asosi va yo'l orasidagi vertikal masofa oddiy avtomobillarnikidan 25...50 mm ortiqroq bo'ladi.

3. O'ta yuqori o'tuvchanlik qobiliyatiga ega bo'lgan mashinalarni odatda barcha g'ildiraklari yetakchi bo'lib, uch va undan ko'proq ko'priklardan iborat bo'ladi. Bu turdagi o'tuvchanlikga ega bo'lgan avtomobillar barcha sifatsiz yo'llarda, yo'l izi bo'lmagan yerlarda harakatlana oladi. YUqori va yuqori o'tuvchanlik qobiliyatiga ega bo'lgan avtomobillar aytilgan xususiyatlardan tashqari oddiy avtomobillarga nisbatan yer sathidan balandroq qilib loyixalanadi va 400 mm dan kam bo'lmaydi.

Oddiy qishloq xo'jalik traktorlarida vertikal masofa 250...300 mm, yuqori o'tuvchan traktorlarda ko'p hollarda bu masofa 400 mm dan kam bo'lmaydi.

Avtomobillarni ariqchalardan, do'ngchalardan va boshqa to'siqlardan o'tishiga uning bo'ylama bazasidan tashqariga chiqib turuvchi qismlari halaqit berishi mumkin. Ushbu to'siqlardan o'ta olish qobiliyati α va β burchaklar (35 rasm) miqdoriga bog'liq.

Zamonaviy avtomobillarda ushbu burchaklar quyidagi qiymatlarga ega: oddiy o'tuvchanlik qobiliyatiga ega yengil avtomobillarda $\alpha=20...30$ grad, $\beta=15...20$ grad.

Oddiy o'tuvchanlik qobiliyatiga ega yuk avtomobillarida $\alpha = 40 \dots 50$ grad, $\beta = 20 \dots 40$ grad.

Yuqori o'tuvchanlik qobiliyatiga ega avtomobillarda $\alpha = 45 \dots 50$ grad, $\beta = 35 \dots 40$ gradusdan kam bo'lmashligi kerak.

O'tuvchanlikka avtomobillarni o'ziga xos konstruktiv xususiyatlardan tashqari haydovchini boshqarish mahorati ham katta ta'sir ko'rsatadi.

O'tuvchanlikni oshirish (yaxshilash) quydagi asosiy choralar yordamida bajarilishi mumkin:

1. Avtomobillarni solishtirma quvvatini oshirish, trasmissiyasini maksimal uzatish sonini ko'paytirish, takomillashtirilgan transmissiyalarni qo'llash (gidromexanik, uzatmalarni quvvat uzatishni uzmasdan almashtirish kabi).

2. Xarakatlanish yuzasiga solishtirma bosimni kamaytirish va shinalardagi bosimni ish sharoitiga qarab o'zgartirib, xarakatlanishga qarshilik qiluvchi kuchni kamaytirish va xokazo.

3. Avtomobilga maxsus shinalar o'rnatish, shataksirashni kamaytiruvchi moslamalar qo'llash, yetakchi g'ildiraklarga ta'sir qiluvchi og'irlikni ko'paytirib yer bilan yuritkichlar orasidagi tishlashish xususiyatini yaxshilash.

4. Avtomobilga qulay geometrik shakl berish hamda yetakchi g'ildiraklar notekis joylardan o'tayotganida yo'l bilan tishlashishni yo'qotmaydigan osmalar tanlash orqali to'siqlardan o'ta olish qobiliyatini oshirish.

5. Traktorlarni o'tuvchanligini oshirish maqsadida tirkalayotgan qishloq xo'jalik mashinalarda faol yuritkichlar mavjud ko'priklar qo'llash.

Qishloq xo'jaligida foydalaniladigan traktorlar avtomobillarga nisbatan o'tuvchanlik qobiliyati yaxshiroq.

Yuqorida aytilganlarni e'tiborga olib o'tuvchanlik xususiyatlarini quyidagi guruxlarga bo'lish mumkin:

1. Tortish –dinamik xususiyatlari.
2. Konstruktiv –yo'l xususiyatlari.
3. Agrotexnik xususiyatlar.

4. Mashinani burilaolish xususiyati.

G'ildirakli traktorlarni o'tuvchanligini o'tuvchanlik zaxirasi parametri bilan baholanadi:

$$O' = \frac{\varphi_{\max} \cdot G_e}{f \cdot G + P_{ul}} = \frac{P_{k\varphi}}{P_f + P_{ul}} = \frac{P_{k\varphi}}{P_k}, \quad (27.1)$$

bunda $R_{k\varphi}$ -yuritkichlarni tishlashishini e'tiborga olgan holdagi yurituvchi kuch; R_k –traktorni dvigatelning burovchi momentini e'tiborga olgan holdagi yurituvchi kuch; G_e –traktorni umumiy og'irligini yetakchi g'ildiraklarga ta'sir qiluvchi qismi; φ -berilgan xarakatlanish yer sharoitidagi tishlashish koefitsienti.

Traktorni gorizontal tekislikda berilgan yer sharoitida ilmoqda maksimal yuklama bo'lsa o'tuvchanlik koefitsienti $O'=1$ teng bo'ladi.

Mashinalarni tortish –dinamik xususiyatlari ularni tayanch va tortish – tishlashish xususiyatlaridan iborat.

Tayanch xususiyatlari mashinani quyidagi ko'rsatkichlari bilan baholanadi: yuritkichlarni tuproqqa bo'lgan o'rta va maksimal bosimi, zanjir tasmali traktorlarda bosim markaz nuqtasini siljishi, yuritkichlarni tuproq bilan o'zaro ta'sir qilish davriyligi.

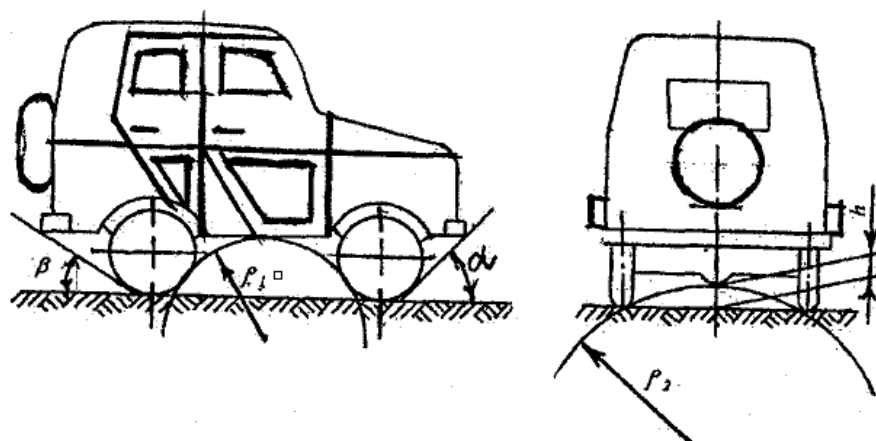
Tortish tayanch xususiyatlari uch o'lcham orqali aniqlanadi:

1. Mashina yuritkichlarini yumalashiga qarshilik qiluvchi koefitsient f bilan;
2. Mashina yuritkichlarini tuproq (yo'l) bilan tishlashish koefitsienti φ bilan;
3. Tayanch tekislikda yetakchi g'ildiraklarni shataksirash koefitsienti δ bilan

Geometrik yoki konstruktiv yo'l xususiyatlari mashinalarni ayrim nuqtalarini yerning baland – pastliklariga tegmasdan, ish samarasini yomonlashtirmasdan ishlash qobilyatiga aytiladi. Konstruktiv yo'l xususiyatlarini quyidagi ko'rsatkichlar bilan ifodalanadi: mashinani eng past qismi bilan yer orasidagi masofa; mashinani past qismini profili va materiali; mashina yurish qismini osma turi.

Traktor va avtomobillarni o'tuvchanligini geometrik parametrlariga quyidagilar kiradi:

1. Mashinani eng past qismi bilan yer orasidagi masofa
2. Mashinani old va orqa o'tuvchanlik burchaklari
3. O'tuvchanlikni bo'ylama va ko'ndalang radiuslari. (35-rasm)



27.1-rasm. Avtomobilni geometrik o'tuvchanlik parametrlari.

Agrotexnik (agroekologik) xususiyatlar mashinani yuritkichlari tuproqni zichlashi va shataksirashi natijasida uni joyidan surib yuborishi, qishloq xo'jalik ekinlarni hosildorligini kamayishiga olib kelishi bilan tasniflanadi. Bu xususiyatni o'lchamlari: tuproqqa bosim miqdori, tuproqqa ta'sir qiluvchi kuchlanishni teng taqsimlanganligi, ekinlarni shikastlanganligi va xokazo.

Yuqorida qayd etilgan geometrik parametrlardan tashqari avtomobil konstruksiyasidagi mexanizmlar ham o'tuvchanlikga ta'sir qilishi mumkin: o'rnatilgan differensial turi (g'ildiraklar aro, ko'priklar aro), osma va amortizatorlar, transmissiya turi (pog'onali, pog'onasiz, mexanik, gidravlik) va g'ildiraklar orasidagi ko'ndalang baza.

Tuproqning zichlanishi va ezilishi natijasida uning unumdorligi pasayish muammosi qishloq xo'jaligida foydalanilayotgan mashinalar soni kam bo'lganida dolzarb masala bo'lmagan edi. Undan tashqari qishloq xo'jaligida ishlayotgan eng og'ir mashina 6,5 tonnadan oshmas edi. O'simlikshunoslikni

mexanizatsiyalashda ishlatilayotgan mashinalar soni hozirda oshgan, ular borgan sari og'irlashayapti. Natijada g'ildirak va zanjir tasma izlariga ekilgan o'simliklarni hosildorligi kamayib ularga ishlov berilganda qarshilik ortayapti. Mashina yuritkichlari o'tib ketgan tuproqning g'alvirakligi kamayapti. Buning natijasida o'simlik ildizlariga namlik, havo va ozuqa moddalari etib kelishi qiyinlashadi, undan tashqari gumus moddasini barpo qiluvchi va tuproqni yuqori qismida yashovchi hamda yerni yumshatuvchi tirik organizmlar yo'q qilanadi.

Olimlar aytishlari bo'yicha mashina yuritkichlarni tuproqqa va hosildorlikka salbiy ta'sir qiluvchi omillarni kamaytirishni ikki uslubi mavjud:

1. Ekinlarga ishlov berish texnologik oraliqni doimiy qilib, maxsus bir iz bo'yicha yuradigan keng qamrovli mashina yaratish.
2. Mashina yuritkichlarini tuproqqa ta'sir qiladigan solishtirma bosimni kamaytirish.

Nazorat savollari

1. Mashinani o'tuvchanligi deb nimaga aytiladi?
2. Agrotexnik o'tuvchanlik deb nimaga aytiladi?
3. O'tuvchanlik qobiliyati bo'yicha avtomobillar qanday guruhlarga bo'linadi?
4. O'tuvchanlikni oshirish qanday asosiy choralar yordamida bajariladi?
5. O'tuvchanlik xususiyatlari qanday guruhlarga bo'linadi?
6. O'tuvchanlikni zaxira koeffitsienti nima va u qanday aniqlanadi?
7. Traktor yuritkichlarini tuproqqa va hosildorlikka salbiy ta'sir qilishini qanday asosiy uslublar orqali kamaytirish mumkin?

28 - §. MASHINALARNI AGROEKOLOGIK XUSUSIYATLARI

Mashinalarni yurish qismini tuproqni xosildorligiga ta'siri.

Ekinlarga ishlov berish asosan qishloq xo'jalik va transport mashinalarni qo'llash tizimi yo'rdamida bajariladi. Mashinalarni yurish qismlari tuproqni zichlaydi va maydalaydi, ya'ni uni strukturasi o'zgaradi, bu o'z navbatida tuproqning unymdorligini va ekinlarni xosildorligiga salbiy ta'sir qiladi.

Dexqonchilikni mexanizatsiyalash mobil, ya'ni xarakatlanuvchi mashinalarni qo'llash orqali amalga oshiriladi, bunda ishlaydigan og'ir mashinalarni dalada o'tish soni ortadi, bu esa tuproqning zichligini 1,1...1,2 marta oshishga olib keladi.

Mashinalarni yurish qismini (g'ildiraklar yoki zanjir tasmalar) tuproqqa salbiy ta'sirini kamaytirish maqsadida ularni tuproqqa ta'sir qilish bosimini kamaytiriladi; keng qamrovli ishchi qurollar qo'llaniladi.

Olimlar o'tkazilgan tadqiqotlariga ko'ra optimal (maqbul) rivojlanishi uchun ishlov berilayotgan tuproqlardagi zichlikni kamaytirish tavsiya etiladi, bu esa tuproqni yumshatish tavsiya qilinadi. Mashinalar dalaga ishlov berishida ularning yurish qismlari tuproqni zichlaydi, bu xol yumshatish jarayoniga qarama - qarshi texnologiya hisoblanadi.

Zichlangan tuproqda ekinlar ildizlariga namlikni, xavoni, ozuqalarni yetib borishi qiyinlashadi, natijada ularni rivojlanishi sustlashib hosildorlik kamayadi.

O'tkazilgan g'ildiraklarga ko'ra 3.0 sinfli g'ildirakli 1-150k traktor arpa ekilgan nam tuproqda xarakatlanganida, uning yurish qismini ta'sirida hosildorlik 37.4% ga kamaygan.

Mashinalar yurish qismini tuproqqa salbiy ta'sirini kamaytirishni asosiy usullari.

Mashinalar yurish qismini tuproqqa salbiy ta'sirini usullarini aniqlash uchun hosildorlikni qator oralig'i kengligi «B_K» , ishchi qurolni qamrov kengligi «B₃» va yurish qismining izi «b»ga bog'liqligini ko'rib chiqiladi.

Yer maydoni F_g dagi biologik xosildorlik B bilan (mashinani yurish qismi tuproqqa ta'sir qilmaganida) ushbu maydonda xosildorlikni yo'qolishi ΔY va amaldagi xosildorlikka mutanosibligi quyidagi formula bilan ifodalanadi:

$$B - \Delta Y \cdot F_g = \Phi \quad (28.1)$$

Agar xosildorlikni yo'qotilishi (kamayishi) ΔY faqat yurish qismini qoldirgan izlarida bo'lsa (F_{iz} maydoni), unda:

$$\Delta Y = Y - Y_{iz}; \quad (28.2)$$

Bunda Y -mashina – traktor agregati yurish qismini ekin dalasiga ta'sir qilmagandagi

xosili (dalaning nazorat uchastkasidagi), T/ga ; Y_{iz} - mashina-traktor agregat yurish qismi izidagi yuzada olingan ekin xosili, T/ga .

Avval keltirilgan 28.1 ibora shunday ko'rinish oladi:

$$B = \Delta Y \cdot F_{iz} = \Phi \quad (28.3)$$

Mashina- traktor yurish qismidagi xosil yo'qotilgan koeffitsient K_y quyidagicha aniqlanadi:

$$K_y = \frac{Y - Y_{iz}}{Y} = 1 - \frac{Y_{iz}}{Y}$$

Hosildorlikni MTA yurish qismi ta'sir qilishi natijasida biologik yo'qotish qismi shunday aniqlanadi

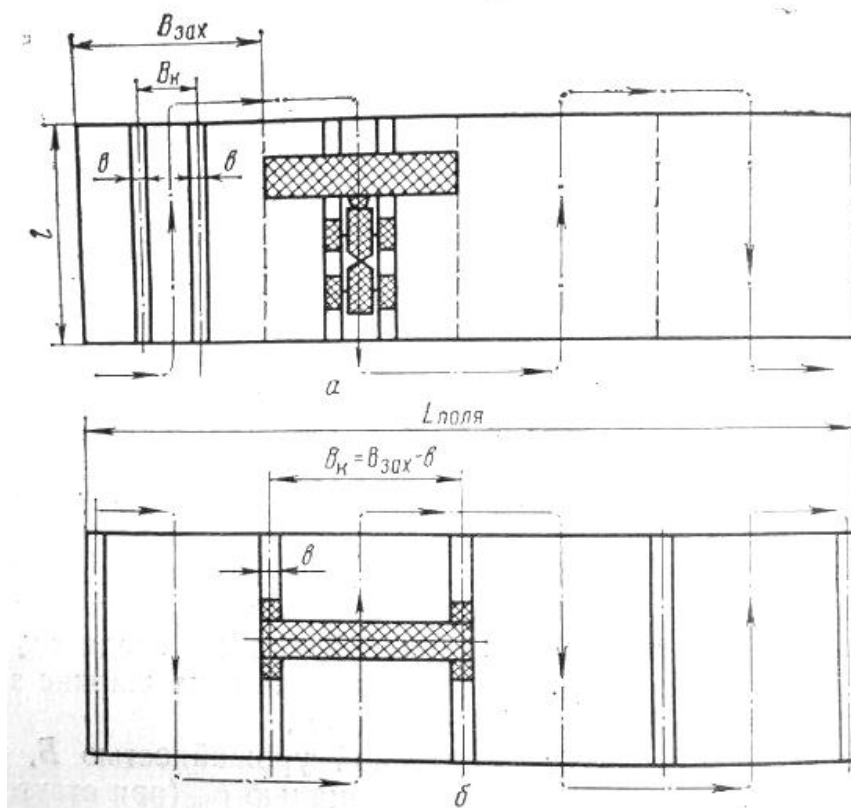
$$D = \frac{B - \Phi}{B} \quad (28.4)$$

Ko'rsatilgan B , F ΔY qiymatlarini ishlov berilayotgan dala maydoni MTA o'lchamlari orqali ifodalansa quyidagilarni yozish mumkin

$$\begin{aligned} B &= Y \cdot L_{dala} \cdot l; \\ \Phi &= 1 - D = Y \cdot L_{dala} \cdot l; \\ \Delta Y \cdot F_{iz} &= K_g \cdot Y \cdot l \cdot b \cdot m \cdot n \end{aligned} \quad (28.5)$$

Bunda L_{dala} va L -ishlov berilayotgan dalani uzunligi va kengligi; b -g'ildirak (zanjir tasma) tomonidan qoldirgan bitta izning kengligi; m -bitta MTA bir marta

yurganida MTA qamrov kengligi B_d da qoldirgan izlar soni; n-bitta MTA ni dalaga ishlov bergan yurish soni



28.1-rasm. Mashina traktor agregatini (MTA)xarakatlanish yo'nalishi sxemasi.

a-doimiy bo'lgan texnologik kengligi; δ -MTAni ko'priksimon sxema bo'yicha qo'llanganida.

Dalani barcha uzunligida quyidagi shartlar qabul qilinadi:

$$L_{dala} = B_z \cdot \eta \text{ va } l = i \cdot \alpha \cdot e \cdot m \quad (28.6)$$

bundan keyin ibora shunday yoziladi:

$$Y \cdot L_{dala} \cdot l - K_g \cdot Y \cdot m \cdot n = Y \cdot L_{dala} \cdot l(1 - D)$$

Bu iboradan Dni aniqlanadi:

$$D = \frac{m \cdot K_g \cdot b}{B_z} \quad (28.7)$$

Bunda D-hosildorlikni yo'qotilishi.

Shunday qilib mashinani belgilangan o'lchamlari va doimiy (o'zgarmas)yo'nalishda ketma-ket xarakatlanganida xosildorlikni yo'qotish D miqdori faqat MTA ni qoldirgan izlar soni m va $\frac{b}{B_z}$ ga bog'liq.

Yurish qismini ta'sirida xosildorlikni kamayishini yo'qotish yo'llaridan biri MTA ini shunday xarakatlanish texnologiyasini yaratish kerakki,bunda $z=1$ va $K_g=1$ bo'lishi kerak,bunda z -MTA ni qoldirgan juft izlari; K_g -hosildorlikni yo'qotish koeffitsenti.

Bunday texnologiya faqat ikki xolda bo'lishi mumkin:barcha mashinalar doimiy (o'zgarmas)texnologik kenglikda xarakatlanganida va mashinalardan ko'priksimon sxema bo'yicha foydalanish.Ko'rsatilgan ikki usulda ham $z=1$,ya'ni dalada ishlaydigan barcha mashinalar kengligi b o'zgarmas kenglik B va ishchi qamrov kengligi B_z da xarakatlanadi.Masalan:agar ekinlar qator oralig'ida 1.4-sinfl MTZ yo'ki TTZ kabi universal-chopiq traktori 1800mm kenglikda ishlatilsa, yurish qismini kengligi $b \leq 400mm$ bo'lsa va ishlov berish kengligi 10.8m deb qabul qilinsa,bunda $z=1$, $K_g=1$ va $m=2$ bo'ladi va xosildorlikni yo'qotishi D quyidagicha aniqlanadi:

$$D = \frac{Z \cdot m \cdot K_g \cdot b}{B_z} \approx 0.0833 \quad (28.8)$$

Agar barcha qiymatlar miqdorini o'zgartirmasdan faqat ishlov berishda ko'priksimon cxema qabul qilinsa D miqdori ikki barobar kamayadi.

Hosildorlikni yo'qolishini kamaytirishini ikkinchi usuli bu- K_g koeffitsientini nolgacha kamaytirish hisoblanadi.Bunda ekinlarga ishlov berishda barcha mashinalar turli oraliqda ishlatiladi.

Shunday qilib MTA larini yurish qismini tuproqqa va xosildorlikka salbiy ta'sirini kamaytirishni ikki asosiy usullari mavjud: 1) doimiy (o'zgarmas) texnologik kenglikni qo'llash; 2) mashina-traktor agregatni yurish qismini tuproqqa ta'sir qiladigan bosimini kamaytirish. Ayrim xollarda bu ikki usulni kombinatsiyalash xam mumkin bo'ladi.

Nazorat savollari

- 1.MTA yurish qismi tuproqqa qanday salbiy ta'sir ko'rsatadi?
- 2.Nima uchun MTA yurish qismi o'tgan joyida hosildorlik kamayadi?
- 3.MTA yurish qismini tuproqqa salbiy ta'sirini kamaytirishni qanday usullarini bilasiz?
- 4.Tuproq hosildorligi yo'qolishi qanday aniqlanadi?
- 5.Qanday sharoit qabul qilinsa MTA yurish qismi tuproqni zichlamaydi?

29-§. TRAKTOR VA AVTOMOBILLARNI ERGONOMIK XUSUSIYATLARI VA YURISH RAVONLIGI

29.1.Ergonomik xususiyatlari.

Traktor va avtomobillarni unumli ishlashi va samarasi nafaqat ularni tezligiga hamda ishchi organlarini qamrov kengligiga, balki haydovchi ishlayotgan sharoitga ham bog'liq, ya'ni kabinadagi qulaylikka, mikroiqlimga, shovqinga, vibratsiyaga, chang va ishlab bo'lgan gazlarni miqdoriga. Mashinalarni harakatlanish tezliklari borgan sari oshishi ushbu ko'rsatkichlarni salbiy ta'sirini oshishiga olib keladi va natijada haydovchi toliqishini kuchayishiga olib keladi.

Ergonomika degan ilmiy fan maqsadi haydovchi (operator) va mashinani bir-biriga ta'sir qilish jarayonini va qonuniyatlarini aniq ishlab chiqarish muxitida o'rganadi. Bu fanning maqsadi operator faoliyatiga texnik yutuqlar va iqtisodiy asoslangan uslub va vositalarni optimizatsiyalangan holda joriy qilishdir.

Ushbu maqsadga erishish uchun avvalo haydovchini boshqarish faoliyatini shakllanish omillarini o'rganib, ya'ni mashinani konstruktiv xususiyatlarini haydovchini xususiyatlari bilan bog'liqligini; ekspluatatsion texnologik, ya'ni ish bajarish jarayonida haydovchini funksional masalalarni o'ziga xos xususiyatlarini o'rganiladi. Undan keyin olingan ko'rsatkichlarga ko'ra haydovchini ish faoliyatidagi ergonomik parametrlarini baholash vositalari shakllantiriladi.

Ergonomik talablar haydovchini xususiyatlariga asoslangan bo'lib, mashinani funksional faoliyatini bajarayotganida xaydovchi va mashinani xususiyatlarini o'zaro bog'liqligini tasniflaydi. Ergonomik xususiyatlar qo'yiladigan talablarga ko'ra shunday nomlanadi: antropometrik (xaydovchi tanasini o'lchami va shakli, massasini taqsimlanishi); fiziologik (kuch, tezlik va energetik imkoniyatlar); psixologik (ko'nikmalarni mustaxkamlash va shakllantirish, informatsiyani qabul qilish va qayta ishlash); gigienik(haydovchini tashqi muhitdagi zarali va havfli ta'siridan muhofazalash bilan bog'liq bo'lgan ko'rsatkichlar); psixofiziologik (ko'rish, eshitish, sezish, hid va ta'm bilish imkoniyatlari).

Ergonomik ko'rsatkichlar fizik (N, m, grad va boshqalar) va nisbiy (ball, birlikni qismlari)ko'rsatkichlari bilan ifodalanishi mumkin.

Ergonomik ko'rsatkichlar yig'indisi yordamida etalon ko'rsatkichlarni mavjud bilan taqqoslash natijasida mashinaning sifat darajasi baholanadi.

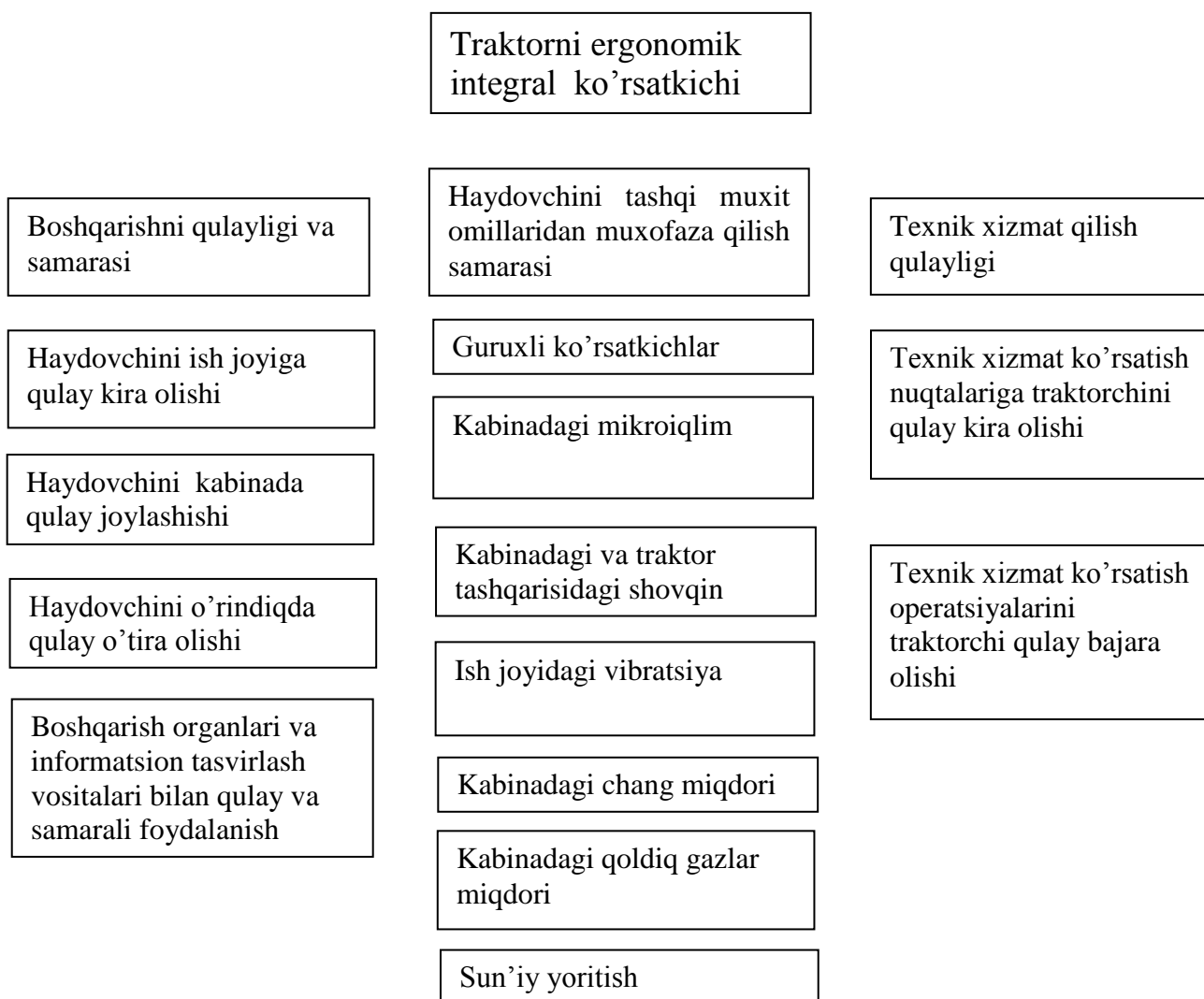
Qishloq xo'jaligida foydalanadigan traktorlarni integral ko'rsatkichi ushbu traktorni sifat darajasini umumiy ko'rinishda baholaydi (29.1-rasm)

Shunday qilib, qishloq xo'jaligida foydalaniladigan traktorni asosiy umumlashtirilgan ergonomik ko'rsatkichlari quyidagicha ifodalanadi;

- 1.Mashinani qulay va samarali boshqarish;
- 2.Traktorchini ishlab chiqarish muxitidagi ayrim zararli omillar ta'siridan samarali muhofazalash.
- 3.Mashinaga qulay texnik xizmat ko'rsata olish.

Ergonomik ko'rsatkichlar kompleksi traktorchini funksional vazifalari turli traktorlarni bir-biridan farq qiluvchi ko'rsatkichlarni tasniflaydi.

Ayrim ergonomik ko'rsatkichlar traktorni yagona ergonomik ko'rsatkichlarini miqdoran tasniflaydi.



29.1-rasm. Qishloq xo'jaligida foydalanadigan traktorni kompleks ergonomik sifat ko'rsatkichlari

Keltirilgan jadval - 29.1da to'rtta ko'rsatkichlarni qismlar miqdorida baholangan mezonlari keltirilgan.

Ko'rsatkichlarni baholash mezonlari	Haqiqiy ko'rsatkichlarni etalon ko'rsatkichlarga mos kelishi
1. 1...0,8 (a'lo)	To'liq mos keladi yoki oshiqroq
2. 0,7...0,6 (yaxshi)	Etalonga yaqinlashadi
3. 0,5...0,2 (qoniqarli)	Shartli mos keladi
4. 0,1 va undan kam (qoniqarsiz)	Mutloq mumkin emas

Ergonomik shartlar va ko'rsatkichlar traktorchini ish faoliyatida mashinani bevosita tasir qiluvchi elementlari uchun ishlab chiqiladi: Traktorchini ish joyi; kabina va undagi jixozlar; traktorni va ishchi organlar xarakatini boshqarishda foydalanadigan texnik qurilmalari; texnik xizmat ko'rsatuvchi mexanizmlari.

Traktorni ish joyi va uning elementlari uchun qo'yiladigan ergonomik shartlar quyidagi umumiy mezonlarni inobatga oladi: mavjud bo'lgan obektni kuzatish sharoiti va imkoniyati; ish joyiga qiynalmasdan kira olishi; ish joyini kengligi; traktorni o'rindiqini qulayligi; traktorchini boshqarish xarakatlarini qulayligi; ish bajarish muxitining traktorchiga tasir qiladigan omillardan muxofazalash.

29.2. Yurish ravonligi

Agregatlangan traktorni notekis tortish qarshiliklaridan va yuritkichlarni yumalashidan turli turtqilar va zarblar tasir qiladi va asosni tebranishiga olib keladi. Asosni tebranishlari traktorni ishlash jarayonini yomonlashtiradi, uning ishlash qobiliyatini pasaytiradi, agrotexnik talablarga to'liq rioya qilishga imkon bermaydi, traktorni tayanch ilashish xususiyatlarini kamaytiradi, mexanizmlar ishlashiga salbiy tasir qilib ularni ishlash muddatini qisqartiradi.

Yurish ravonligi deb xaydovchini va mashinani konstruksiyasi elementlarini, agregatni yuritkichlarini tayanch yuzada xarakatlanganida xamda agregatlangan mashinani notekis tortish qarshiliklaridan xaydovchini muxofaza qiluvchi xususiyatga aytiladi. Bu xususiyatga traktor asosini osma turi katta ta'sir qiladi. Osmalar quyidagicha tasniflanadi: biki, yarim biki va elastik.

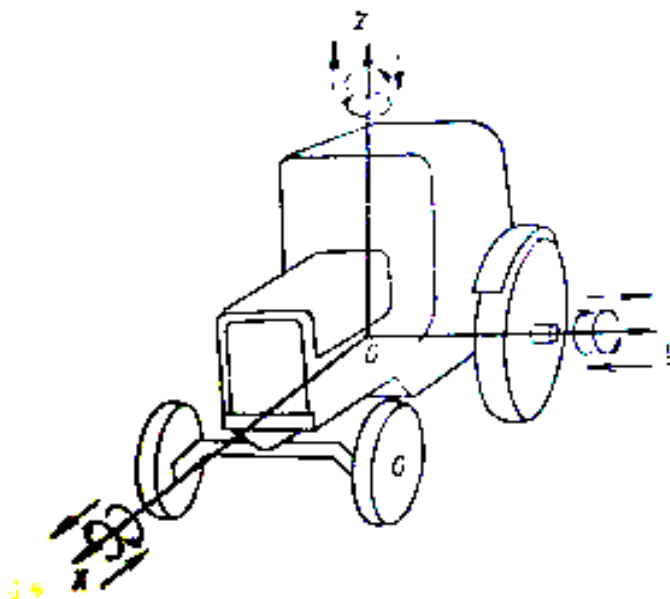
Biki osmada yuritkichlar traktor asosiga bevosita, xech qanday qayshqoq (упругий) elementlarsiz maxkamlanadi.

Agar elastik osma qo'llanilsa yurish ravonligi tadqiqot qilinganida agregatni barcha massalarini resorlangan va resorlanmagan elementlariga bo'linadi. Agregatni qanday qismlarini og'irligi yuritkichlarga osma orqali tasir qilsa ular resorlangan massalar deyiladi. Agar traktorni qismlari osma elementlariga qayshqoq elementlari orqali maxkamlanmagan bo'lsa ular resorlanmagan massalar deb ataladi. Bunday elementlarga birinchi navbatda

yuritkichlarni quyidagi elementlari kiradi: zanjir tasmali yuritkichni old boshqariluvchi va orqa etakchi yulduzchalar zanjir tasmalar, tayanch katoklar.

Traktor agregatini yurish ravonligi taxlilini osonlashtirish maqsadida quyidagi shart qabul qilinadi: traktor va unga agregatlangan qishloq xo‘jalik mashinalar transport xolatida bitta massa deb qabul qilinadi. Traktor agregati xarakatlanganida xisoblash uchun faqat traktor massasini va unga osilgan mashinani qarshiligi qabul qilinadi.

Xarakat davomida traktor asosi murakkab tebranish bilan xarakatlanadi va uning massasini siljishlari (tebranishlar) soni o‘ta ko‘p bo‘lishi mumkin. Tebranish taxlil qilinayotganda traktor asosan uchta bir - biriga perpendikulyar tekisliklarda o‘qlari OX , OY va OZ (29.2-rasm) larda ilgari lama siljiydi deb faraz qilinadi va shu bilan birga xar bir o‘qqa nisbatan burchak siljishlari xam mavjud bo‘ladi, ya‘ni olti erkinlik darajasi bo‘lishi mumkin:



29.2-rasm. Traktor asosini koordinata o‘qlari va tebranishni asosiy turlari.

Bunda traktor asosida olti turdagi tebranishlar sodir bo‘ladi: bo‘ylama ilgari lama tebranish (OX o‘qi bo‘yicha); vertikal ilgari lama tebranish (OZ o‘qi bo‘yicha) yoki traktorni “sakrashi” ko‘ndalang ilgari lama tebranish (OY o‘qiga nisbatan tebranish); bo‘ylama burchakli tebranish (OY o‘qiga nisbatan);

ko'ndalang burchakli tebranish (OX o'qiga nisbatan siljish); yonlama burchakli tebranish (OZ o'qiga nisbatan)

Koordinata boshlang'ich nuqtasi deb agregatning qayishqoq markazi deb qabul qilinadi. Qabul qilingan nuqta quyidagi xususiyatga ega bo'lishi kerak:

1) agar qayishqoq markaziga og'irlik kuchiga paralel kuch ta'sir qilsa, resorlangan asos ushbu kuch yo'nalishi bo'yicha joyini o'zgartiradi; 2) agar asosga moment bilan ta'sir qilinsa, u qayishqoq markazidan o'tgan o'q atrofida qandaydir burchakga buriladi.

Olimlar tadqiqotlariga ko'ra yurish ravonligi va haydovchini fiziologik holatiga ikki turdagi tebranishlar ta'sir qilarkan: vertikal (tik)ilgarilama va bo'ylama burchakli tebranishlar.

Vertikal va bo'ylama burchakli tebranishlarni bir-birlaridan farqlari quyidagicha ifodalaniladi: vertikal siltanishda (siljishda) asosni barcha nuqtalaridagi tezlik va tezlanish bir miqdorda bo'ladi; bo'ylama burchakli tezlanishda esa asos nuqtasini tebranish amplitudasini va chastotasini qayishqoq markazidan turli masofada bo'lganligi sababli tezlik va tezlanishlar turli chiziqli siljishga ega bo'ladi.

Bu xulosadan kelib chiqib, haydovchini o'rindig'i traktorni qayishqoq markaziga yaqinroq joylashishi talab qilinadi.

Tebranishlarni tahlil qilganida erkin va majburiy bo'lishligiga e'tibor berish kerak.

Erkin tebranishlar ayrim (yagona) impulslar natijasida vujudga kelib, belgilangan chastotaga ega bo'ladi, uning miqdori faqat traktorni geometrik o'lchamlariga va asos osmasining bikrligiga bog'liq. SHuning uchun erkin tebranish chastotasi yurish ravonligini konstruktiv o'lchamlarini umumlashtiradi. Traktorni agregatlangan mashinasi notekis tortish qarshiligi bilan harakatlanganida majburiy tebranishlar hosil bo'ladi, ularning chastotasi uzatilayotgan kuch miqdori ta'siriga bog'liq.

Traktorning yurish ravonligini o'rganishning asosiy maqsadi haydovchining ish sharoitiga ta'sir qiluvchi tebranish belgilangan havfsiz

miqdordan oshmasligini aniqlash. Bu miqdor aniqlanayotganida tayanch yuzasidagi notekisliklar tavsifi, traktorning tebranish tavsifi va mazkur tebranishga traktorchi organizmini reaksiyasini o'rganish kerak bo'ladi.

29.2.1. Tebranayotgan mexanik tizimga ta'sir qiladigan yig'indi kuchlarni uchta guruhga bo'lish mumkin: muvozanat holatidan chiqaruvchi kuchlar (vozmushayushiy sili), qayishqoq kuchlar va qarshilik (ishqalanish) kuchlar. Traktorni majburiy tebranishi.

Muvozanat holatidan chiqaruvchi kuchlar vaqt funksiyasi hisoblanadi. Uning ta'sirida majburiy tebranishlar sodir bo'ladi, avval tizimni tebranishi o'zgaruvchan keyin esa o'zgarmas bo'ladi. Traktor asosini majburiy tebranishlari taxlilini soddalashtirish maqsadida quyidagilar qabul qilinadi: 1) traktor o'zgarmas va to'g'ri chiziqli yo'nalish bo'yicha harakatlanadi; 2) traktorni chap va o'ng yuritkichlarini tayanch yuzalari bir xil; 3) tebranish hosil qiluvchi darak (signal) tekislikni profiliga to'g'ri keladi. 4) yo'l profili masofani statsionar tasodifiy (sluchaynaya) funksiyasi deyiladi; 5) traktorchi o'rindig'idagi tebranishlar va transmissiyani burovchi moment tebranishlari traktor asosini tebranishiga ta'sir qilmaydi; 6) traktorga agregatlangan mashinani qarshiligi tasodifiy vaqt funksiyasi deb hisoblanadi.

G'ildirakli traktorni majburiy tebranishlarini tahlil qilganida old g'ildiraklari elastik osmali bo'lgan traktorni misol sifatida olinadi va uning tebranishini faqat vertikal va bo'ylama burchak tebranishlari inobatiga olinadi (29.2-rasm).

2. Traktorni erkin (sobstvenniy) tebranishi .

Traktorni erkin tebranishi deb - tizimni muvozanat holatidan chiqaruvchi kuch ta'sirida tebranganidan so'ng ushbu kuch ta'sir qilmasa ham tizimni tebranishi davom etishiga aytiladi.

Traktorni erkin tebranishlari quyidagi hollarda hosil bo'lishi mumkin: yagona notekis do'nglikdan o'tishi natijasida; traktor joyidan keskin qo'zg'alishida va tormozlanishida; traktorga osilgan qishloq xo'jaligi mashinasini transport

holatiga ko'targanida va xokazalarda. Erkin tebranishlarni chastotalari, so'nish koeffitsientlari va amplitudalari traktorni ravon yurishiga katta ta'sir qiladi.

Olimlar o'tkazgan tadqiqotlarga ko'ra, traktor asosi yuritkichlar bilan elastik osma bilan bog'langan bo'lsa yagona tashqi kuch ta'sirida tebranadi. Erkin tebranishni tahlil qilinganida asosning har qanday nuqtasi old yoki orqa osmasi yuqorisida joylashgan bo'lsa, u past yoki yuqori chastotali erkin tebranishlardan iborat.

Nazorat savollari.

1. Traktorlarni ergonomik baholashni asosiy ko'rsatkichlari nimalardan iborat?
2. Traktor va avtomobillarni yurish ravonligi deb nimaga aytiladi?
3. Traktor va avtomobillarni yurish ravonligiga shinalar qanday ta'sir qiladi?
4. Mashinalarni majburiy tebranishi erkin tebranishdan qanday farqlanadi?
5. Traktor va avtomobillarni tebranishi haydovchiga qanday ta'sir qiladi?

Foydalanilgan adabiyotlar

1. Д.А.Чудаков. Основы теории и расчета трактора и автомобиля. М., 1972 г.
2. В.В.Гуськов. Тракторы. СН.П. Теория. Минск, Высшая школа. 1977 г.
3. Г.А.Смирнов. Теория движения колёсных машин, М., Машиностроение, 1981г.
4. А.М. Гуревич. Тракторы и автомобили. М., «Колос», 1983 г.
5. В.А.Скотников и др. Основы теории и расчёта трактора и автомобиля. М., Агропроиздат, 1986 г.
6. Тракторы. Теория. Под общее редакцией проф. В.В.Гусково.М., Машиностроение.1988 г.
7. Г.К.Каптюшин, С.П.Баженов. Конструкция, основы теории, расчёт и испытание тракторов, М., В.О Агропромиздат. 1990 г.
8. Тракторы. Конструкция. Под общей редакцией И.П.Ксеновича, В.М.Шарипова, М., Машиностроение, 2000 г.
9. А.В.Богатырев и др. Автомобили. М., Колес, 2002 г.
10. Т.С.Худойбердиев. Traktor va avtomobillar nazariyasi asoslari xamda xisobi. Toshkent, 2005y.
11. Transport vositalarining tuzilishi va nazariyasi. I qism. E.Z.Fayzullayev taxriri ostida. "Zarqalam". Toshkent 2005 y.
12. A.I.Kamilov «Traktor va avtomobillar nazariya asoslari xamda xisobi» fanidan amaliy ishlarni bajarishga oid uslubiy qo'llanma. Toshkent, ToshDAU, 2008, 70 bet
13. A.I.Kamilov va boshqalar. Traktor va avtomobillar, II qism. Toshkent, Cho'lpon, 2008 y.
14. A.I.Kamilov «Traktor va avtomobillar nazariya asoslari hamda hisobi» fanidan tajriba ishlarini bajarishga oid uslubiy qo'llanma. Toshkent, ToshDAU, 2009 42 bet

15. А.В. Богатырев, В.Р.Лехтер «Тракторы и автомобили» Учебник,
Москва ИНФРА-М, 2015 г.

**Traktor va avtomobillarni xarakatlanishga qarshilik qiluvchi f va
tishlashish φ koeffitsientlari (traktorlar uchun)**

Tuproq yoki yoʻlning turi	Pnevmatik shinali mashinalar		Zanjir tasmasli traktorlar	
	f	φ	f	φ
Asfalt yoʻl	0,01...0,02	0,8...0,9	-	-
Shagʻal yotqizilgan yer	0,02...0,03	0,6	-	-
Quruq dala yoʻli	0,025...0,045	0,6...0,8	0,02...0,07	0,9...1,0
2...3 yil avval xaydalgan yer	0,06...0,08	0,6...0,8	0,06...0,07	0,9...1,0
Angʻiz	0,08...0,10	0,06...0,8	0,06...0,08	0,8...1,0
Haydalgan er	0,12...0,18	0,5...0,7	0,08...0,1	0,6...0,8
Ekishga tayyorlangan yer	0,16...0,18	0,4...0,6	0,1...0,12	0,6...0,7
Koʻp marta yurilgan qorli yer	0,03...0,04	0,3...0,4	0,06...0,07	0,5...0,7
Usti muz qoplangan yoʻl	0,02...0,025	0,1...0,3	0,03...0,04	0,2...0,4
Qumli yer	0,16...0,18	0,3...0,4	0,10...0,15	0,4...0,5
Avtomobillar uchun				
	f		φ	
Asfalt yoʻl	0,015...0,020		0,6...0,75	
Shagʻal yotqizilgan yoʻl	0,02...0,030		0,5...0,65	
Tosh terilgan yoʻl	0,025...0,035		0,4...0,5	
Quruq tuproqli yoʻl	0,03...0,05		0,5...0,7	
Yomgʻirdan keyingi tuproqli yoʻl	0,05...0,15 0,17...0,30		0,35...0,5	
Qumli yoʻl	0,03...0,04		0,65...0,75	

Ko'p marta yurilgan qorli yo'l		0,3...0,35
--------------------------------	--	------------

2-jadval

Avtomobilning suyriligi va havoga qarshilik yuzalari

Mashinalar turi	Avtomobilning suyrilik koeffitsienti k , $N \cdot s^2/m^4$	Havoga qarshilik qiluvchi yuzasi G' , m^2
Kuzovi yopiq engil avtomobillar	0,2...0,35	1,3...2,8
Yuk tashuvchi avtomobillar	0,6...0,75	4,5...6,5
Tirkamali tortkichlar	0,8	4,5...7,0

3-jadval

Shataksirash koeffitsienti δ ni nisbiy tortish kuchi R ga qarab o'zgarishi, qiymatlar % da

Nisbiy tortish kuchi, R	Ekishga tayyorlangan yer			Ang'iz			Bo'z yer		
	4K2	4K4	Zanj.	4K2	4K4	Zanj.	4K2	4K4	Zanj.
0,1		2,8	0,5	2,0	1,2	0,4	1,0	0,6	0,3
0,2	12	6,5	1,0	4,0	2,4	0,8	2,0	1,3	0,6
0,3	18	10,0	2,0	7,0	4,1	1,2	3,0	2,0	1,0
0,4	27	15,0	4,0	12,0	7,0	1,8	4,0	2,8	1,6
0,5	50	20,5	9,0	16,0	9,4	2,8	7,0	3,5	2,0
0,6	-	-	-	23,0	14,2	5,5	10,0	6,2	2,5
0,7	-	-	-	30,0	20,0	10,0	13,0	8,5	4,0
0,8	-	-	-	-	-	-	18,0	12,2	6,5
0,9	-	-	-	-	-	-	25,0	19,5	14,0

Ayrim traktor va avtomobillarni minimal burilish radiuslari

Mashina rusumi	Minimal burilish radiusi, m
GAZEL-2217	6,6
ZIL-130	8,0
DT-75M	07...17
T 408	0,860
BELARUS 622	3,9
NEW HOLLAND TS-130	5,5
K-744	7,98

Traktorlarni ayrim tez uchrab turadigan koeffitsientlari

Koeffitsientlar nomi	Belgilanishi	Miqdori yoki qiymati
Bir juft silindirsimon shesternyalarning mexanik FIK	η_s	0,98
Bir juft konussimon shesternyalarning mexanik FIK	η_k	0,97
Zanjir tasmani mexanik FIK	η_z	0,96
Kardan uzatmasining mexanik FIK	η_{kar}	0,96
Shataksirashni e'tiborga oluvchi koeffitsienti	δ	$\frac{V_H - V_X}{V_H}$
Mashinani berilgan sharoitda xarakatlanishga qarshilik qiluvchi FIK	η_f	$\frac{P_{u1}}{P_{u1} + P_f}$
Mashinani umumiy FIK	η_t	$\frac{N_{\dot{e}\dot{e}} + N_{\dot{a}\dot{a}}}{N_{\dot{a}\dot{a}}}$

Mundarija

	ANNOTATSIYA.....	2
	SO'Z BOSHI.....	6
1-§	TRAKTOR VA AVTOMOBILLARNI FOYDALANISH SIFATLARI VA XUSUSIYATLARI.....	7
2-§	TUPROQNING FIZIK-MEXANIK XUSUSIYATLARI.....	10
3-§	TRAKTOR VA AVTOMOBILLAR G'ILDIRALARIGA O'RNATILADIGAN SHINALARNING FIZIK – MEXANIK XUSUSIYATLARI.....	13
4-§	YETAKCHI MOMENT VA YURITUVCHI (URINMA) KUCHNI “DVIGATEL” HAMDA “YURITKICHLAR” YORDAMIDA ANIQLASH.....	21
5-§	TURLI SHAROITDA YUMALAYOTGAN YETAKLANUVCHI G'ILDIRAKNI BAJARGAN ISHI.....	27
6-§	TURLI SHAROITDA YUMALAYOTGAN YETAKCHI G'ILDIRAKNI BAJARGAN ISHI.....	33
7-§	G'ILDIRAKLI TRAKTORNI UMUMIY DINAMIKASI.....	46
8-§	G'ILDIRAKLI TRAKTOR VA AVTOMOBILLARNING OLD VA ORQA G'ILDIRAKLARIGA TUPROQ TOMONIDAN TA'SIR QILUVCHI NORMAL REAKSIYA KUCHLARINI ANIQLASH.....	51
9-§	TO'RT G'ILDIRAKLARI YETAKCHI BO'LGAN TRAKTORLARNI TORTISH DINAMIKASI.....	55
10-§	G'ILDIRAKLI TRAKTORLARNI TORTISH BALANSI.....	62
11-§	TRAKTOR VA AVTOMOBILLARNI QUVVAT BALANSI.....	65
12-§	TRAKTORLARNI TORTISH FIK.....	68
13-§	ZANJIR TASMALI TRAKTORLARNI UMUMIY DINAMIKASI.....	76
14-§	ZANJIR TASMALI TRAKTORNI BURILISHIGA QARISHILIK QILUVCHI MOMENT.....	80
15.1.-§	TRAKTOR AGREGATINI SHIG'OV Olishi.....	82
15.2.-§	AVTOMOBILNI SHIG'OV BILAN HARAKATLANTIRISH.....	89
16-§	YUQORI QUVVATLI TRAKTORLARDAN RATSIONAL FOYDALANISH.....	91
17-§	AVTOMOBILNI TORTISH DINAMIKASI.....	95
18-§	AVTOMOBILNI YOQILG'I TEJAMKORLIGI.....	99
19-§	POGONASIZ TRANSMISSIYALI MASHINALARNI O'ZIGA XOS TORTISH DINAMIKASI.....	102

20-§	AVTOMOBIL, TRAKTOR VA TRANSPORT AGREGATLARINI TORMOZLANISH DINAMIKASI.....	107
21-§	G‘ILDIRAKLI TRAKTOR VA AVTOMOBILLARNI BURILISH NAZARIYA ASOSLARI.....	113
22-§	BOSHQARILUVCHI G‘ILDIRAKLARINI STABILIZATSIYASI	119
23-§	TRANSPORT AGREGATLAR BURILISHINI O‘ZIGA XOS XUSUSIYATLARI.....	126
24-§	ZANJIR TASMALI TRAKTORNI BURILISH KNEMATIKASI.....	130
25-§	TRAKTOR VA AVTOMOBILLARNI BO‘YLAMA TURG‘UNLIK MEZONLARI.....	137
26-§	TRAKTOR VA AVTOMOBILLARNI KO‘NDALANG TURG‘UNLIK MEZONLARI.....	146
27-§	TRAKTOR VA AVTOMOBILLARNI O‘TUVCHANLIGI.....	150
28-§	MASHINALARNI AGROEKOLOGIK XUSUSIYATLARI.....	156
29-§	TRAKTOR VA AVTOMOBILLARNI ERGONOMIK XUSUSIYATLARI VA YURISH RAVONLIGI.....	160
	FOYDALANILGAN ADABIYOTLAR.....	168
	ILOVA.....	170

Г л а в л е н и е

	АННОТАЦИЯ	2
	ВВЕДЕНИЕ	6
1-§	ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ КАЧЕСТВА И СВОЙСТВА ТРАКТОРОВ И АВТОМОБИЛЕЙ	7
2-§	ФИЗИКА – МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ПОЧВЫ	10
3-§	ФИЗИКА – МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ШИН УСТАНОВЛИВАЕМЫЕ НА КОЛЁСА ТРАКТАРОВ И АВТОМОБИЛЕЙ.....	13
4-§	ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЕДУЩЕГО МОМЕНТА И КАСАТЕЛЬНОЙ СИЛЫ ТЯГИ ПО “ДВИГАТЕЛЮ “ И ПО “ДВИЖЕТЕЛЮ“	21
5-§	РАБОТА ВЕДЕМОГО КОЛЕСА	27
6-§	РАБОТА ВЕДУЩЕГО КОЛЕСА	33
7-§	ОБЩАЯ ДИНАМИКА КОЛЁСНОГО ТРАКТОРА	46
8-§	ОПРЕДЕЛЕНИЕ НОРМАЛЬНЫХ РЕАКЦИЙ ПОЧВЫ НА ПЕРЕДНИЕ И ЗАДНИЕ КОЛЁСА ТРАКТОРА И АВТОМОБИЛЯ	51
9-§	ТЯГОВАЯ ДИНАМИКА ТРАКТОРА С ЧЕТЫРЬМЯ ВЕДУЩИМИ КОЛЁСАМИ	55
10-§	ТЯГОВЫЙ БАЛАНС КОЛЁСНОГО ТРАКТОРА.....	62
11-§	МОЩНОСТНОЙ БАЛАНС ТРАКТОРОВ И АВТОМОБИЛЕЙ	65
12-§	ТЯГОВЫЙ КПД ТРАКТОРОВ И АВТОМОБИЛЕЙ.....	68
13-§	ОБЩАЯ ДИНАМИКА ГУСЕНИЧНЫХ ТРАКТОРОВ	76
14-§	МОМЕНТ СОПРОТИВЛЕНИЯ ПОВОРОТУ ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА	80
15.1.-§	РАЗГОН ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА	82
15.2. -§	ДВИЖЕНИЕ АВТОМОБИЛЯ С РАЗГОНОМ	89
16-§	РАЦИОНАЛЬНОЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ЭНЕРГОНАСЫЩЕННЫХ ТРАКТОРОВ	91
17-§	ТЯГОВЫЙ ДИНАМИКА АВТОМОБИЛЕЙ	95
18-§	ТОПЛИВНАЯ ЭКОНОМИЧНОСТЬ АВТОМОБИЛЕЙ	99
19-§	ОСОБЕННОСТИ ТЯГОВОЙ ДИНАМИКИ МАШИН С БЕССТУПЕНЧАТОЙ ТРАНСМИССИЕЙ.....	102
20-§	ТОРМОЗНАЯ ДИНАМИКА АВТОМОБИЛЕЙ, ТРАКТАРОВ И ТРАНСПОРТНЫХ АГРЕГАТОВ.....	107

21-§	ОСНОВЫ ТЕОРИИ ПОВОРОТА КОЛЁСНЫХ ТРАКТОРОВ И АВТОМОБИЛЕЙ	113
22-§	СТАБИЛИЗАЦИЯ УПРАВЛЯЕМЫХ КОЛЁС.....	119
23-§	ОСОБЕННОСТИ ПОВОРОТА ТРАНСПОРТНЫХ АГРЕГАТОВ	126
24-§	КИНЕМАТИКА ПОВОРОТА ГУСЕНИЧНЫХ ТРАКТОРОВ..	130
25-§	КРИТЕРИИ ПРОДОЛЬНОЙ УСТОЙЧИВОСТИ ТРАКТОРОВ И АВТОМОБИЛЕЙ	137
26-§	КРИТЕРИИ ПОПЕРЕЧНОЙ УСТОЙЧИВОСТИ ТРАКТОРОВ И АВТОМОБИЛЕЙ	146
27-§	ПРОХОДИМОСТЬ ТРАКТОРОВ И АВТОМОБИЛЕЙ	150
28-§	АГРОЭКОЛОГИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА МАШИН.....	156
29-§	ПЛАВНОСТЬ ХОДА И ЭРГОНОМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ТРАКТАРОВ И АВТОМОБИЛЕЙ.....	160
	ИСПОЛЬЗОВАННАЯ ЛИТЕРАТУРА	168
	ПРИЛОЖЕНИЯ.....	170

Content

	ANNOTATION	2
	INTRODUCTION.....	6
1-§	OPERATING QUALITIES AND PROPERTIES OF TRACTORS AND AUTOMOBILES	7
2-§	PHYSICS-MECHANICAL PROPERTIES OF SOIL	10
3-§	PHYSICS – MECHANICAL PROPERTIES OF TIRES MOUNTED ON THE WHEELS OF THE TRACTORS AND AUTOMOBILES.....	13
4-§	DETERMINATION OF THE LEAD MOMENT AND TANGENT TRACTION FORCE ON "ENGINE" AND "MOVER"	21
5-§	THE WORK OF DRIVEN WHEEL	27
6-§	THE WORK OF DRIVING WHEEL	33
7-§	GENERAL DYNAMICS OF THE WHEEL TRACTOR	46
8-§	DETERMINATION OF NORMAL SOIL REACTIONS ON THE FRONT AND REAR WHEELS OF THE TRACTOR AND THE AUTOMOBILES.....	51
9-§	TRACTOR TRACTION DYNAMICS WITH FOUR LEADING WHEELS	55
10-§	TRACTION BALANCE OF WHEEL TRACTOR.....	62
11-§	POWER BALANCE OF TRACTORS AND AUTOMOBILES ...	65
12-§	TRACTORS AND CARS TRACTION EFFICIENCY.....	68
13-§	GENERAL DYNAMICS OF TRACKED TRACTORS	76
14-§	THE MOMENT OF RESISTANCE TO ROTATION OF THE CRAWLER TRACTOR	80
15.1.-§	TRACTOR UNIT ACCELERATION	82
15.2. -§	THE MOVEMENT OF CAR WITH ACCELERATION	89
16-§	RATIONAL USE OF ENERGY-SATURATED TRACTORS ...	91
17-§	TRACTION DYNAMICS OF AUTOMOBILES	95
18-§	FUEL ECONOMY OF AUTOMOBILES	99
19-§	FEATURES OF THE TRACTION DYNAMICS OF MACHINES WITH STEPLESS TRANSMISSION	102
20-§	BRAKING DYNAMICS OF CARS, TRACTORS AND TRANSPORT UNITS	107
21-§	FUNDAMENTALS OF THE THEORY OF ROTATION OF	113

	WHEELED TRACTORS AND AUTOMOBILES	
22-§	STABILIZATION OF CONTROLLED WHEELS	119
23-§	FEATURES OF TURNING OF TRANSPORT UNITS	126
24-§	KINEMATICS OF ROTATION OF TRACKED TRACTORS..	130
25-§	CRITERIA OF LONGITUDINAL STABILITY OF TRACTORS AND AUTOMOBILES	137
26-§	CRITERIA OF LATERAL STABILITY OF TRACTORS AND AUTOMOBILES	146
27-§	TRACTORS AND CARS PASSABILITY	150
28-§	AGROECOLOGICAL PROPERTIES OF MACHINES	156
29-§	SMOOTH RUNNING AND ERGONOMIC PROPERTIES OF TRACTORS AND AUTOMOBILES	160
	REFERENCES	168
	APPLICATIONS	170