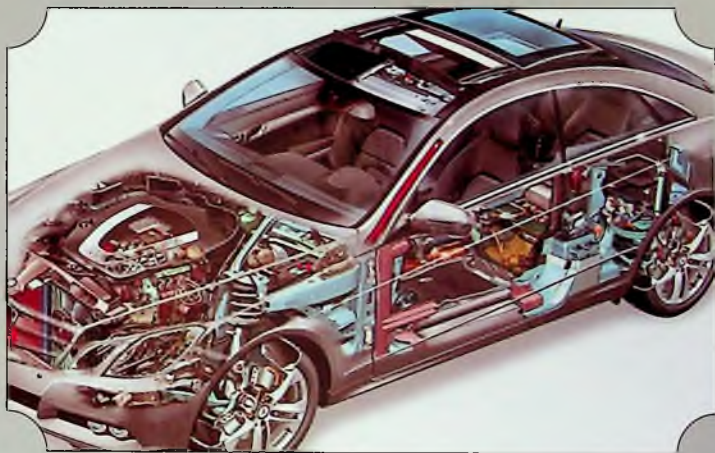


B.YA.BEGMATOV, L.M.MAMAYEVA

AVTOMOBILLAR KONSTRUKTSIYASI VA HISOBI



O'ZBEKISTON RESPUBLIKASI
OLIY VA O'RTA MAXSUS TA'LIM VAZIRLIGI

B.Ya.Begmatov, L.M.Mamayeva

AVTOMOBILLAR KONSTRUKSIYASI VA HISOB

*O'zbekiston Respublikasi Oliy va o'rta maxsus ta'lim
vazirligi tomonidan o'quv qo'llanma sifatida
tavsiya etilgan*

Toshkent
Excellent Polygraphy
2020

UO‘K: 629.02 (075)

KBK 65.37

M39

Avtomobillar konstruksiyasi va hisobi. [Matn]: o‘quv qo‘llanma / B.Ya.Begmatov, L.M.Mamayeva. –T.: «Excellent Polygaphy», 2020. –240 bet.

ISBN 978-9943-6248-2-5

O‘quv qo‘llanmada, avtomobillar konstruksiyasiga qo‘yiladigan talablar, transport vositasi kuch uzatmasi, ilashish muftasi, uzatmalar qutisi, kardanli uzatma, asosiy uzatma, differensial va yarim o‘qlarni hisoblash usullari, osmalar, rul boshqarmasi va tormoz tizimlarining hisobi hamda avtomobillarning kuch hisobi yo‘riqlari mukammal yoritilgan. Talabalarga shu sohadagi ma’ruza va amaliyot darslarini mustahkamlashga imkon beradi.

O‘quv qo‘llanma texnika oliy o‘quv yurtlarida tahsil olayotgan “5310600- “Yer usti transport tizimlari va ularning ekspluatatsiyasi (avtomobil transporti)” ta’lim yo‘nalishi talabalari uchun mo‘ljallangan.

UO‘K: 629.02 (075)

KBK 65.37

Taqrizchilar:

A.O‘.Qo‘ziyev – texnika fanlari nomzodi, dotsent.

I.B.Asqarov – pedagogika fanlari bo‘yicha falsafa doktori, (PhD).

ISBN 978-9943-6248-2-5

© «Excellent Polygaphy», 2020
©B.Ya.Begmatov, L.M.Mamayeva

Kirish

Assalomu alaykum, Hurmatli kitobxon!

Sizni, yangi kashfiyot bilan tabriklayman. Qaysi deysizmi? Siz o'zingiz uchun yangi bilimlarni ochdingiz, demak siz kichik bo'lsa ham, ammo kashfiyot qildingiz. Axir, "kashfiyot" so'zi "ochish" fe'lidan hosil bo'ladi. Inson doimo nimadir kashf etadi. Kimdir qit'alarni, okeanlarni, fizikaviy va kimyoviy qonunlarni kashf etadi va siz – o'zingiz uchun yangi bilim kashf etdingiz.

Insoniyat kashfiyotchiligining ne'mati bo'lgan avtomobil bugungi kunda barcha sohalarni rivojlanishida o'zining katta hissasini qo'shib kelmoqda. Bugungi kunda kundalik hayotimizni avtomobil transportisiz tasavvur qilib bo'lmaydi. Avtomobil sanoati Vatanimizda ham katta sur'atlar bilan ildamlab bormoqda.

O'zbekiston Respublikasi mustaqillikka erishgandan so'ng barcha sohalarda bo'lganidek ta'lim tizimida ham islohotlar keng ko'lamda olib borilmoqda. «Kadrlar tayyorlash Milliy dasturi» hamda «Ta'lim to'g'risida»gi Qonunning qabul qilinishi ta'lim sohasida olib borilayotgan islohotlarning asosiy yo'nalishlari va vazifalarini belgilab berdi.

Davlatimiz rahbari Sh.M.Mirziyoyev tomonidan ushbu sohani rivojlantirish bo'yicha ko'plab qarorlar qabul qilindi. Jumladan, 2017-yil 7-fevralda qabul qilingan "2017–2021-yillarda O'zbekiston Respublikasini rivojlantirishning beshta ustivor yo'nalishi bo'yicha harakatlar strategiyasi" to'g'risidagi PF-4947-sonli Farmoni, 2019-yil 6-sentyabrda e'lon qilingan "Professional ta'limni yanada takomillashtirishga doir qo'shimcha chora-tadbirlar to'g'risida"gi PF-5912-sonli Farmoni, 2019-yil 1-fevralda qabul qilingan "Transport sohasida davlat boshqaruv tizimini tubdan takomillashtirish chora-tadbirlari to'g'risida"gi PF-5647-sonli Farmoni e'lon qilindi.

Qabul qilinayotgan hamma qaror va farmonlarda Respublikamizni ijtimoiy-iqtisodiy rivojlantirish, yosh avlodni har tomonlama

yetuk inson qilib tarbiyalash maqsadi mujassamlashgan. Shu vazifalarni bajarishda zamon talabi asosida yaratilgan darslik va o'quv qo'llanmalarining o'z o'rni bor. Mazkur qo'llanma ham shu yo'nalishda bajarilgan ishlardan biri bo'lib, "Yer usti transport tizimlari va ularning ekspluatatsiyasi" (avtomobil transporti) ta'lim yo'nalishi talabalari tomonidan foydalanib kelinmoqda.

O'quv qo'llanma 10 ta bobdan iborat bo'lib, avtomobillar konstruksiyasiga qo'yiladigan talablar, transport vositasi kuch uzatmasi, ya'ni ilashish muftasi, uzatmalar qutisi, kardanli uzatma, asosiy uzatma, differensial va yarim o'qlarni hisoblash usullari, osmalar, rul boshqarmasi va tormoz tizimlarining hisobi hamda avtomobillarning kuch hisobi yo'riqlari mukammal yoritilgan. Yuqorida sanab o'tilgan masalalarni o'rganishda bo'lajak mutaxassislarga yaqindan yordam beradi degan umiddamiz.

O'quv qo'llanmani "Yer usti transport tizimlari va ularning ekspluatatsiyasi" ta'lim yo'nalishi talabalari uchun "Transport vositalari konstruksiyasi", "Avtomobillar maxsus kursi" fanlarini o'qitishda metodik qo'llanma sifatida tavsiya etamiz.

Ushbu qo'llanmani tayyorlashda o'z maslahatlari bilan yaqindan yordam bergan kafedra dotsenti O.K.Adilov, kafedra mudiri (PhD) I.B.Asqarov hamda Termiz davlat universiteti "Transport tizimlari va inshootlari" kafedrasi mudiri texnika fanlari nomzodi, dotsent A.O'.Qo'ziyevlarga o'z minnatdorchiligimizni bildiramiz.

1-BOB. AVTOMOBILLAR KONSTRUKSIYASI

Tayanch iboralar. *Avtomobil, dvigatel, bug' dvigateli, yetakchi, bug' qozoni, ot kuchi, vatt, ichki yonuv dvigateli, konstruksiya, ijtimoiy-huquqiy, ishlab chiqarish, raqobatbardoshlik, ekspluatatsiya talablari, ekspluatatsiya sharoitlari, ergonomika, aktiv, passiv, avariya*dan so'nggi va ekologik xavfsizlik.

1.1-§. Avtomobillarning rivojlanish tarixi

Hozirgi kunda xomashyo va tayyor mahsulotlarni tashish, ochiq usulda ko'mir va ruda qazib chiqarish, sanoat usulida uy-joy binolari va sanoat korxonalari qurish, qishloq xo'jaligiga zarur yuklar, o'g'it va turli mahsulotlar tashish, keng iste'mol mollarni bevosita iste'molchilarga o'z vaqtida yetkazib berish va boshqa maqsadlarda avtomobillardan foydalaniladi. Yuk avtomobillardan tashqari yo'lovchi tashuvchi va yengil avtomobillarining ham mamlakatimiz aholisining kundalik turmushidagi ahamiyati katta.

Avtomobil¹ - kashfiyotchilarining bug' aravasini rivojlantirish, takomillashtirish va uning ustida uzoq yillar mobaynida tinimsiz ish olib borishi natijasidir.

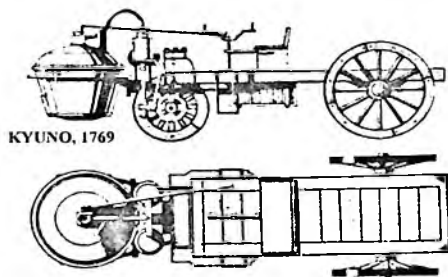
Avtomobillarning birinchi avlodlari ot tortadigan aravalar shaklida ishlanib, unga oldingi g'ildirakni aylantirish uchun bug' dvigateli o'rnatilgan.

Ko'p yillar davomida bug' dvigateli asosida bir qancha o'zi-yurar avtomobillar yaratildi. Birinchi mukammal harakatlanuvchi bug' avtomobilini 1769-yilda fransuz harbiy injeneri *Nikol-Jozef Kyuno* yaratdi (1.1-rasm).

Bu avtomobilda bug' dvigateli oldingi g'ildiragiga o'rnatilgan bo'lib, oldingi g'ildirak ham yetakchi ham boshqariluvchi bo'lgan. Bug' dvigatelining bunday o'rnatilishi aravani boshqarishda qiyinchiliklar tug'dirardi, chunki g'ildirak o'ng yoki chap tomonga burilganda u bilan birga katta hajmga ega bo'lgan bug' qozoni ham buriladi.

¹ «Avtomobil» so'zi (avto- grek tilida o'zi, mobil - lotincha harakatlanuvchi) «o'zi harakatlanuvchi» degan ma'noni bildiradi.

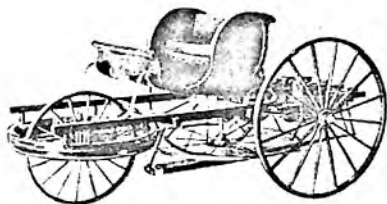
Kyunoning bug' avtomobili asosan yuk tashishga mo'ljallangan bo'lib, ko'proq harbiy maqsadlarda (artilleriya qurollari va snar-



1.1-rasm. Kyunoning bug' dvigateli bilan jihozlangan ekipaji

yadlarni tashishda) qo'llanilgan. Avtomobilning umumiy og'irligi 4 tonna bo'lib, uning tezligi 3 tonna yuk bilan 2-4 km/ soatni tashkil qilgan. Ushbu bug' avtomobilini dastlabki yuk avtomobili deyish mumkin.

Avtomobil ikki ot kuchiga teng bo'lgan quvvatga qiyinchilik bilan erishardi. Qozon katta hajmga ega bo'lib, buning bosimi tez orada pasayib qolardi. Bosimni bir maromda ushlab turish uchun har chorak soatda to'xtab olovni kuchaytirish kerak bo'lgan. Bu muolaja «kochehar» tomonidan amalga oshirilgan va ko'p vaqt talab qilar edi.



1.2-rasm. Kulibinning "samokatka"si 1791-yil

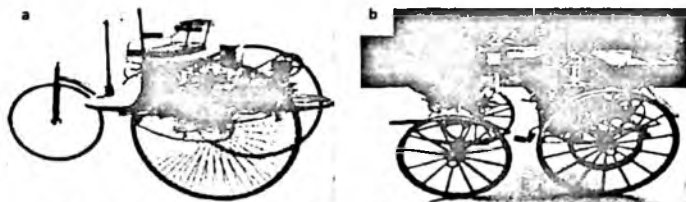
Keyinchalik Kyunoning bug' avtomobili muzeyga topshirilgan. Mexanik **I.P.Kulibin** 1791-yilda Gollandiyalik Shamshurenkovning "O'ziyurar kolyaska" g'oyasini rivojlantirib, inson muskuli yordamida harakatga keladigan "samokatka" ni yaratdi. Rama ostida joylashgan maxovik ekipajning ravon yurishini

ta'minlaydi (1.2-rasm). Undan tashqari "samokatka"da tezliklar qutisi va tormoz qurilmasi mavjud edi.

Samokatning maksimal tezligi soatiga 30 kilometrni tashkil etib, kuzovga ikki odam joylashishi mumkin bo'lgan, uchinchi odam esa "samokat" ning orqasida turib uni oyoqlari bilan harakatga keltirar hamda ekipajni boshqarar edi. Kulibinning "samokatka"si avtomobilning yaratilishidagi muhim ixtirolardan biri bo'ldi.

XIX asrning 80-yilligiga kelib, Amerika, Buyuk Britaniya va boshqa Yevropa davlatlarida neft qazib chiqarishning keng yo'lga qo'yilishi va neftni qayta ishlash zavodlarining barpo etilishi, benzin yoki dizel yonilg'isida ishlaydigan ichki yonuv dvigatellari² bilan jihozlangan avtomobillarning takomillashishiga yetarli zamin tayyorlagan edi.

Germaniyadagi Reyn daryosi qirog'ida joylashgan Mangeym shahri dunyodagi birinchi avtomobilning vatani deb yuritiladi. 1885-yilning bahorida **Karl Bens** ichki yonuv dvigateli bilan jihozlangan uch oyoqli o'zi yurar aravani yaratdi (1.3a-rasm).



1.3-rasm. Birinchi avtomobil: a — Karl Bens; b — Gotlib Daymler.

Daymler Bensdan mustaqil ravishda o'zining havo bilan sovutiladigan benzinli dvigatelini yaratib, 1883-yili unga patent oladi. Dastlab Daymler bu dvigatelni maxsus velosipedga o'rnatdi. Velosipedning yon tomonlariga esa qulamasligi uchun roliklar o'rnatilgan. Shu asnoda Daymler tomonidan 1885-yili dunyoda birinchi mototsikl yaratildi.

² Ichki yonuv dvigateli issiqlik energiyasini mexanik energiyaga aylantirib beradi va transmissiya orqali harakatga keltirish uchun xizmat qiladi.

Daymler Bensdan farqli ravishda 1886-yilda o'zining to'rt g'ildirakli avtomobilini yaratdi (3b-rasm).

Fransiya-Prussiya urushi "Daymler" avtomobillarining Fransiya bozoridagi mavqeiga jiddiy putur yetkazdi. Buni bartaraf etish uchun nemis markasi "Daymler"ni boshqa nom bilan almash-tirishiga to'g'ri keladi, ya'ni "Daymler" markasi – firma savdo vakilining 12 yoshli qizining ismi "Mersedes" bilan almashtiriladi. "Mersedes" avtomobili shu tariqa dunyoga keldi.

Ko'p yillik raqobatdan so'ng 1926-yili "Daymler" va "Bens" firmalari birlashadilar, uch qirrali "*baxtli yulduz*" sobiq raqo-batchining "*lavr gardishi*" bilan birlashtirilib, dunyoni o'zining avtomobillari bilan hayratga solib kelayotgan "**Daymler-Bens**" firmasi tashkil topdi. Firma "*Mersedes-Bens*" markasi ostida avto-mobillar ishlab chiqara boshladi.

Amerikada Genrix Fort avtomobilsozlikni otasi hisoblanadi. U avtomobilsozlikda konveyer usulini olib kirdi va avtomobillarni keng miqiyosda ishlab chiqarishga asos bo'ldi.

1960-yilgacha avtomobil dvigatel quvvati har xil kattalikdagi o'lchov birliklarida o'lchanib kelindi. Shu yili o'tkazilgan og'irlik va o'lchamlarga bag'ishlangan XI - Xalqaro konferensiyada, yago-na Xalqaro birliklar sistemasi (SI) qabul qilindi. Ushbu sistemaga binoan quvvat vattlarda (Vt) ifodalanadigan bo'ldi. Quvvat o'lchov birligi Djeyms Uatt sharafiga atalgan bo'lib Vt (Vatt) deb yoziladi. 1 ot kuchi (o.k.) 736 Vt ga teng.

"Ot kuchi" atamasi kuchni emas balki quvvatni anglatadi. Mashhur fizik olim Jeyms Vatt aniqlashicha, 1 ta ot 1 minutda 100 fut (30 metr) chuqurlikdan 330 funt (150 kg.) ko'mirni blokka bog'langan arqon orqali tortib chiqara olar ekan. Ana shu ishni bajaradigan quvvat 736 vattni tashkil etadi. 1960-yili SI (System International) birliklar sistemasida 736 vattni tashkil qiluvchi quvvat birligi 1 ot kuchi deb belgilndi. Buni quyidagi hisobda kelti-rishimiz mumkin: F – kuch (Nyuton) J – ish (joule) T – vaqt (sekund) S – yo'l (metr) Vt – quvvat (vatt) Quvvatni topish formulasi quyida-gicha: formula Jeyms Vattning hisobiga ko'ra, 1 ta ot 1 minutda (60 sekundda) 30 metr chuqurlikdan 150 kg. ko'mirni blokka bog'langan arqon orqali tortib chiqara olar ekan.

1.2-§. O'zbekistonda avtomobilsozlikning rivojlanish bosqichlari

Respublikamiz mustaqillikka erishgan kundan boshlab, birinchi Prezidentimiz I.A.Karimov tashabbusi bilan avtomobil sanoati rivojiga katta e'tibor qaratildi. Jumladan, 1992-yil iyun oyida Janubiy Koreyaga tashrif chog'ida "DAEWOO" zavodi bilan tani-shib, hamkorlikda Andijon viloyati Asaka shahrida avtomobil zavodini qurish to'g'risida Memorandum imzolandi va shu tariqa "UzDAEWOO" zavodiga asos solindi. 1996-yil 19-iyulda zavod ishga tushishi bilan O'zbekiston dunyodagi o'z avtomobiliga ega bo'lgan 28-davlatga aylandi.

"UzDAEWOO" bu Markaziy Osiyodagi birinchi avtomobil ishlab chiqaruvchi zavod hisoblanadi. Zavod jahon standartlari talablariga javob beruvchi o'ta zamonaviy texnologiya bilan ji-hozlangan bo'lib, o'sha vaqtda umumiy hisobda yiliga 200 ming dona avtomobil (o'rta sinfli "NEXIA" avtomobillari - 100 ming dona, "TICO" avtomobillari - 50 ming dona, "DAMAS" avtomo-billari – 50 ming dona) ishlab chiqarish quvvatiga ega edi. Bu avtomobillarga ehtiyot qism va materiallarning o'zimizda mahal-liylashtirish dasturiga asosan ishlab chiqarish joriy qilinmoqda. Tinimsiz izlanishlar natijasida "TICO" avtomobili o'rniga "MATIZ", "SPARK", "DAMAS" avtomobilining kuchaytirilgan varianti, "NEXIA" avtomobili o'rniga es "NEXIA-2", "LACETTI" avtomobillari ishlab chiqarilib, respublikamiz va xorijiy mamlakatlarda avtoishqibozlar e'tiborini tortmoqda.

O'zbekiston avtomobil sanoatini yanada rivojlantirish maqsa-dida GM korporatsiyasi bilan shartnoma tuzilib, zavod «GM-Uzbekiston» qo'shma korxonasiga aylantirildi va quvvati yiliga 250 ming donaga oshirildi.

Shu bilan birga, 1999-yil Samarqand shahrida O'zbekiston – Turkiya qo'shma korxonasi "Sam-Koch-avto" zavodidan "OTO-YO'L" markali kichik rusumdagi avtobuslar va ixtisoslashtirilgan yuk avtomobillari ishlab chiqarilib, ekspluatatsiya qilinmoqda. Keyinchalik bu zavod negizida O'zbekiston-Yaponiya qo'shma korxonasi "SamAvto" zavodi tashkil etilib, bu zavoddan ham

“ISUZI” markali kichik rusumdagi avtobuslar va ixtisoslashgan yuk avtomobillari ishlab chiqarilib, ekspluatatsiya qilinmoqda.

Shuningdek, Samarqandda yana bir O‘zbekiston – Germaniya qo‘shma korxonasi “MAN” yuk avtomobillari ishlab chiqarishga mo‘ljallangan zavod o‘z ishini boshlab yubordi.

Avtomobilning yuragi hisoblangan motor dunyoda sanoqli davlatlarda ishlab chiqariladi. Shu bois, “GM-MOTOR” zavodi qurilishi bilan O‘zbekiston ham shu davlatlar qatoriga qo‘shildi. Zavodning hozirgi kundagi quvvati yiliga 225 ming dona motor ishlab chiqarishga mo‘ljallangan.

Mamalakatimizda avtomobil sanoatining rivojlanishiga juda katta e‘tibor qaratilmoqda, jumladan, birinchi Prezidentimiz Islom Karimov Vazirlar Mahkamasining 2011-yil 21-yanvarda bo‘lib o‘tgan majlisida olib borilayotgan islohotlar ko‘lamiga baho berib: *«O‘zbekistonda avtomobilsozlik Asakadan boshlandi. Shu zavodni ochgan kunim – 1996-yil 19-iyulni O‘zbekiston hayoti uchun, tarixi uchun baxtli kun deb hisoblayman»*³ degan edilar. Zero, ana shu zavodda ishlab chiqarilayotgan sifatli va biri-biridan zamonaviy avtomobillar xalqimizni bu sohada ham hech kimdan kam emasligini, aksincha, raqobat borasida ko‘plarni lol qoldirayotganligini ko‘rsatadi.

Istiqlol farzandi sanalmish ushbu qo‘shma korxonada 2000-yilda 30700 ta avtomobil ishlab chiqarilgan bo‘lsa, 2010-yil yakunida bu ko‘rsatkich 217733 tani tashkil etdi. Ko‘rinib turibdiki, avtomobil ishlab chiqarish keyingi o‘n yil oralig‘ida 181033 donaga yoki 7,1 martaga oshgan.

Ishlab chiqarilayotgan “CAPTIVA”, “EPICA”, “TACUMA”, “LACETTI”, “SPARK”, “NEXIA”, “DAMAS”, “MATIZ” singari avtomobillar jahon bozorida yurtimiz nomini dunyoga taratmoqda. Masalan: O‘zbekiston Rossiya Federatsiyasiga 2005-yilda eng ko‘p avtomobil eksport qilgan davlat hisoblandi. 2011-yilda esa Yaponiya va Germaniyadan so‘ng uchinchi davlat deb topildi. 2011-yil Rossiyada “Eng yaxshi avtomobil” sifatida O‘zbekistonda ishlab chiqarilgan “SPARK” avtomobili topildi.

³ Karimov I.A. Vazirlar Mahkamasining 2011 yil 21 yanvarda bo‘lib o‘tgan 2010 yil yakunlari va 2012 yil oldini-ga turgan vazifalarimiz to‘g‘risidagi ma‘ruzasidan.

Bir soʻz bilan aytganda, “GM-Uzbekiston” qoʻshma korxonasi keyingi oʻn yilda mamalakat eksport salohiyatining qariyb 7,6 foiziga oshishiga munosib hissa qoʻshdi. Eng muhimi dastlabki kezlarda atigi 3 rusumdagi avtomobillar ishlab chiqarilardi. Hozirda esa konveyrlarda 8 turdagi avtomobillar ishlab chiqarilmoqda. Ayni paytda yana 3 ta loyiha uchun zarur mablagʻlar ajratilgan. Endilikda esa ular bosqichma-bosqich amalga oshiriladi.

“GM-UZBEKISTON” (UzDAEWOO) qoʻshma korxonasining qisqacha tarixi:

1992-yil iyun oyi.

Oʻzbekiston Respublikasi Prezidenti I.A.Karimov Janubiy Koreyaga birinchi marta tashrif buyurib, DAEWOO zavodi bilan tanishdi.

1992-yil iyul oyi.

Oʻzbekiston va Janubiy Koreya davlatlari hamkorlikda Asaka shahrida avtomobil zavodi qurilishi toʻgʻrisida Memorandum imzolandi.

1996-yil mart oyi.

Konveyerdan birinchi DAMAS avtomobili ishlab chiqarildi.

1996-yil iyul oyi.

Asakadagi avtomobil UzDAEWOO zavodi toʻliq ishga tushdi. Konveyerdan NEXIA, DAMAS, TICO avtomobillari ishlab chiqarila boshlandi.

1996-yil 2- avgust oyi.

Rossiya Federatsiyasiga birinchi partiya avtomobil eksport qilindi.

1999-yil dekabr oyi.

Boshqaruv tizimini sifatini sertifikatlashni xalqaro ISO 9011 standartlariga muvofiqlashtirish amalga oshirildi.

2001-yil may oyi.

Zavoddan 250 000 avtomobil ishlab chiqarildi.

2001-yil avgust oyi.

OʻzDEU zavodida ishlab chiqarilgan yangi MATIZ avtomobilining prezentatsiyasi boʻlib oʻtdi va ishlab chiqarish yoʻlga qoʻyildi.

2002-yil sentabr oyi.

NEXIA DONS avtomobilining ishlab chiqarish yo'lga qo'yildi.

2003-yil fevral oyi.

Boshqaruv tizimini sifatini sertifikatlashni xalqaro ISO 9001 standartining 2003-yildagi versiyasiga muvofiqlashtirish amalga oshirildi.

2003-yil avgust oyi.

LACETTI avtomobili va avtomatik uzatmalar qutqisi bilan jihozlangan MATIZ avtomobili ishlab chiqarildi.

2005-yil yanvar oyi.

Dvigatel ish hajmi 1 litrli MATIZ best avtomobili ishlab chiqarila boshlandi.

2005-yil oktabr oyi.

Asaka zavodi konveyerdan 500 000 avtomobil ishlab chiqarildi.

2006-yil fevral oyi.

Yangi avtomobil markasi DAMAS-2avtomobili ishlab chiqarildi.

2007-yil may oyi.

O'zbekiston boshqaruv tizimi GM DAT bilan strategik sheriklik to'g'risida hamkorlik bitimi imzolandi, kelajakda NEXIA va MATIZ avtomobillarining ishlab chiqarish lokalizatsiya qilish va UzDEU yangi rusumlarini ishlab chiqarishga kelishildi.

2008-yil mart oyi.

Yangi **GM-UZBEKISTON** qo'shma qorxonasi tashkil topdi va Shevrolet markasi ostida CAPTIVA, EPICA, TACUMA avtobillari ishlab chiqarila boshlandi.

2008-yil mart oyi.

NEXIA-2 avtomobilining prezentatsiyasi o'tkazildi va ishlab chiqarish boshlandi.

2010-yil.

SPARK avtomobilining prezentatsiyasi o'tkazildi va ishlab chiqarish boshlandi.

2011-yil avgust.

CAPTIVA-2 avtomobilining prezentatsiyasi o'tkazildi va 2012-yilning fevral oyidan boshlab ishlab chiqarildi.

2012-yil mart.

MALIBU avtomobilining taqdimoti bo'lib o'tdi va 2012-yilning iyun oyidan boshlab ishlab chiqarildi.

2012-yil.

RAVON R4 avtomobilining taqdimoti bo'lib o'tdi va ishlab chiqarish boshlandi.

2013-yil.

RAVON Gentra avtomobilining taqdimoti bo'lib o'tdi va ishlab chiqarish boshlandi.

2014-yil.

CHEVROLET Orlando avtomobilining taqdimoti bo'lib o'tdi va ishlab chiqarish boshlandi.

2016-yil.

RAVON Nexia Gentra avtomobilining taqdimoti bo'lib o'tdi va ishlab chiqarish boshlandi.

2017-yil.

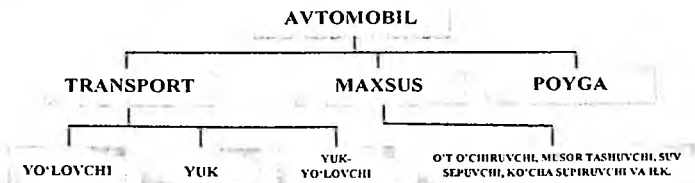
CHEVROLET Malibu 2 avtomobilining taqdimoti bo'lib o'tdi va ishlab chiqarish boshlandi.

2018-yil.

CHEVROLET Tracker avtomobilining taqdimoti bo'lib o'tdi va ishlab chiqarish boshlandi.

1.3-§. Avtomobillar haqida umumiy ma'lumot

Avtomobil – quruqlikda harakatlanuvchi transport vositasi bo'lib, mustaqil energiya manbaiga ega bo'lgan dvigatel bilan jihozlangan hamda katta qulaylik va xavfsizlikka ega bo'lgan holda relssiz yo'llarda yuk va yo'lovchilarni tashishga yoki o'ziga o'rnatilgan qurilmalar yordamida maxsus ishlarni bajarishga mo'ljallangan g'ildirakli mashinadir.



Avtomobillar vazifasiga ko'ra quyidagi turlarga bo'linadi:

Yo'lovchi avtomobillari – yo'lovchilar tashishga mo'ljallangan bo'lib, ular o'z navbatida ikkiga bo'linadi: avtobuslar va yengil avtomobillar. Yo'lovchi avtomobillari sakkiztadan ko'p o'ringa mo'ljallangan bo'lsa, avtobus, sakkiztadan kam o'rinli bo'lsa, yengil avtomobil deb ataladi.

Yengil avtomobillar – ikki, to'rt, etti hamda sakkiz o'rinli bo'ladi. Ularga o'rnatilgan dvigatelning ish hajmiga qarab yengil avtomobillar bir-biridan farq qiladi. 1,2 litrgacha mikrolitrajli – o'ta kichik turkum, 1,2–1,8 litr kichik litrajli kichik turkum, 1,8–3,5 litr – o'rtacha litrajli va 3,5 litrdan ortiq – katta litrajli.

Maxsus avtomobillar – malum ishlarni bajarishga imkon beradigan mexanizm, qurilma va uskunalar bilan jihozlangan. Masalan, o't o'chirish, ko'cha supirish, yuk ortish avtomobillari.

Poyga avtomobillari – sport avtomobillari bo'lib, avtomobil sport poygasida qatnashishga mo'ljallangan bo'ladi. Poygalar aylanma va to'g'ri yo'llarda o'tkaziladi. Belgilangan masofada yuqori natijaga erishish uchun maxsus poygalar ham o'tkaziladi.

Avtomobillar har xil yo'llarda harakatlanish xususiyatiga qarab 2 turlarga bo'linadi.

1. Avtomobil qatnoviga moslashtirilgan qattiq qoplamali yo'llarda harakatlanuvchi bitta o'qi yetakchi bo'lgan avtomobil oddiy avtomobil deyiladi.

2. Yomon va moslashtirilmagan yo'llarda harakatlanuvchi ikkita yoki uchta o'qi yetakchi bo'lgan avtomobil o'tag'on avtomobil deyiladi.

Zamonaviy avtomobil juda murakkab mashina bo'lib, u bir-biriga bog'liq holda malum bir vazifani bajaruvchi bir necha mexanizm qurilma va qismlardan tashkil topgan. Ko'pchilik avtomobillarning umumiy tuzilish sxemasi, ularning mexanizm va sistemalarining ishlash uslubi va ish sharoiti bir biriga o'xshash. Shu sababli avtomobilning umumiy tuzilishini o'rganish uchun ba'zi soddalashtirishlar kiritamiz.

Yengil avtomobillarga to'la vazni 3500 kg dan oshmaydigan va o'rindiqlar soni haydovchi o'rindig'i bilan hisoblaganda sakkiztagacha bo'lgan transport vositalari kiradi.

Ixtiyoriy yengil avtomobil quyidagi mexanizm va qurilmalardan tashkil topgan (1.4-rasm):



1.4-rasm. Avtomobilning umumiy tuzilishi

- ✓ dvigatel;
- ✓ transmissiya;
- ✓ yurish qismi;
- ✓ boshqarish mexanizmi;
- ✓ elektr jihozlari;
- ✓ qo'shimcha qurilmalar;
- ✓ kuzov.

Umuman olganda, avtomobil detallar, birikmalar, mexanizmlar qurilmalar va tarmoqlar yig'indisidan iborat.

Detal – mexanizm va mashinalarning yig'ish ishlarisiz tayyorlangan ayrim qismlari (masalan, bolt, porshen, barmog'i, shesterna va hokazo).

Uzel – bir necha detallarning mashinada yoki mexanizmida malum mustaqil vazifani bajaruvchi birikmasi.

Mexanizm – harakatni malum tartibda uzatuvchi va o'zgartiruvchi tuzilma.

Agregat – bir necha mexanizm va tizimlarni bir butun qilib birlashtirgan holda ishlovchi qurilma. (masalan, avtomobil, dvigateli, uzatmalar qutisi, taqsimlash qutisi va yetaklovchi ko'prik).

Tarmoq (sistema) – bitta umumiy vazifani bajaradigan qismlar yig'indisi (masalan, taminlash tarmog'i, moylash tarmog'i yoki sovitish tarmog'i va boshqalar).

Avtomobil kuzovlari yuk va yo'lovchilarni qulay joylashtirish uchun xizmat qiladi. Yengil avtomobil kuzovlari dvigatelning joylashuvi, ish sharoiti va qanday ishga mo'ljallanganligiga, eshiklar soni va yuqori qismining shakliga qarab quyidagi turlarga bo'linadi:

Sedan – kuzovi uch bo'lmali, to'rt eshikli ikki yoki uch qator o'rindig'i bor, usti yopiq va ichki to'sig'i yo'q (1.5-rasm).

Kupe – kuzovi ikki bo'lmali, ikki eshikli, usti yopiq bir yoki ikki qator o'rindiqli (1.6-rasm).



1.5-rasm



1.6-rasm

Limuzin – kuzovi uch bo'lmali, to'rt eshikli, usti yopiq, uch qator o'rindig'i bor, birinchi qator o'rindig'i orqa qator o'rindiqlaridan oynali to'siq bilan ajratilgan (1.7-rasm).



1.7-rasm



1.8-rasm

Kabriolet – kuzovi uch bo'lmali, usti va orqa qismi yig'ishiriladi va yon eshiklari oynasini tushirish mumkin (1.8-rasm).

Unversal – ikki bo'lmali kuzovi bo'lib, ikki yoki to'rt eshikli, orqa qismida ochiladigan darchasi bor.

Faeton – kuzovi ikki bo'lmali, usti soyabonli qismi yig'ishiriladi va yon qismi oynali bo'lib, u olinib qo'yilishi mumkin.

Kombi (xetchbek) – ikki bo'lmali, usti yopiq kuzovida ikki yoki to'rt yonaki va bitta orqa eshigi bor (1.9-rasm).

Pikap – yuk-yo'lovchi kuzovining usti ochiq yuk sathi bo'lib, yon tomonida 4-6 kishilik bo'ylama joylashgan o'rindiqlari bo'lishi mumkin, ikki kishilik yopiq kabinasi bor (1.10-rasm).



1.9-rasm



1.10-rasm

Xardton – yig'ishtiriladigan tentli tomi bor, yon tomonidagi oynalari tushiriladi. Kuzovi kupe, yoki sedan turida bo'lishi mumkin.



1.11-rasm. Orqa g'ildiraklar yetakchi bo'lgan avtomobil



1.12-rasm. Oldingi g' yetakchi bo'lgan avtomobil

Furgon – shassiga o'rnatilgan ixtisoslashgan yuk kuzovi oynasiz qilib ishlangan, orqa tomonida ochiladigan ikki eshigi bor, haydovchining bo'limi yuk bo'limidan ajralgan.

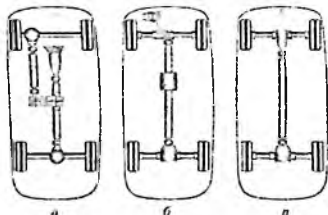
Yuqorida qayd etilgan avtomobil kuzovlari ramasiz konstruksiyaga ega bo'lib, karkasli yoki karkassiz bo'lishi mumkin.

Avtomobillarning yetakchi g'ildiraklarning joylashishi bo'yicha sinflanishi.

Dvigateldan uzatiladigan burovchi momentni qabul qilishiga qarab avtomobillar oldingi g'ildiraklar yetakchi, orqa g'ildiraklar yetakchi va ikkala g'ildiraklar ham yetakchi bo'lgan turlarga ajratiladi.

Orqa g'ildiraklar yetakchi – bunday avtomobillarda dvigateldagi burovchi moment orqa g'ildiraklarga uzatiladi. Orqa g'il-

diraklar avtomobilni harakatga keltiradi, oldingi g'ildiraklar faqat harakatni o'zgartirish uchun xizmat qiladi.



1.13-rasm. O'tag'on avtomobillar:

a) – ajratiladigan uzatmalar qutisi mavjud;

b) – avtomatik ravishda ajratiladigan

uzatmalar qutisi mavjud; v) – doimiy

ulangan uzatmalar qutisi mavjud.

Oldingi g'ildiraklar yetakchi – bunday avtomobillarda dvigateldagi burovchi moment oldingi g'ildiraklarga uzatiladi va oldingi g'ildiraklar bir vaqtning o'zida harakatni o'zgartirish uchun ham xizmat qiladi.

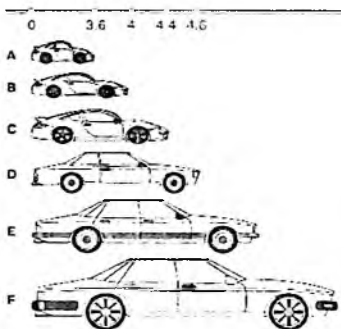
Ikkala g'ildiraklar ham yetakchi – bunday avtomobillarda dvigateldan uzatilgan burovchi moment bir vaqtning o'zida oldingi va orqa g'ildiraklarga uzatiladi.

Avtomobillarning gabarit o'lchamlari bo'yicha klassifikatsiyasi. Gabarit o'lchamlari bo'yicha avtomobillar oltita sinfga ajratiladi. Sinflar lotin alfaviti harflari bilan belgilanadi: A, B, C, D, E, S (yoki F) (1.14-rasm).

Zamonaviy avtomobillarda, asosan, porshenli ichki yonuv dvigatellari o'rnatiladi (karbyuratorli yoki siqish natijasida o'z-o'zidan alangalanuvchi dizel dvigatellari).

Shassi – avtomobilning asosi bo'lib, uch turkum mexanizm va tarmoqlarni o'z ichiga oladi. Kuch uzatmasi, yurish qismi va boshqarish tarmoqlari.

Kuch uzatmasi mexanizm va agregatlarning qo'shilmasidan tarkib topgan bo'lib, dvigatel validan kelayotgan burovchi momentni o'zgartirgan holda yetakchi g'ildiraklarga uzatib beradi. Kuch uzatmasiga quyidagi mexanizmlar va agregatlar kiradi: ishlash muftasi, uzatmalar qutisi, kardanli uzatma, keyingi yetakchi ko'priknig ichida joylashgan asosiy uzatma, differensial va yarim o'qlar.



1.14-rasm. Gabarit o'lchamlari bo'yicha avtomobillarning sinflari

A – mini-sinf. Avtomobillar uzunligi 3,6 m dan kichik va kengligi 1,6 m gachaligi bilan xarakterlanadi. Bunday avtomobillar uch yoki besh eshikli bo'ladi. B – kichik sinf. Kuzov uzunligi – 3,6 m.dan 3,9 m.gacha, kengligi – 1,5 m. dan 1,7 m.gacha. C – kichik o'rta sinf (golf-sinf yoki kompakt-sinf). Bu avtomobillar kuzov uzunligi – 3,9 m. dan 4,4 m.gacha, kengligi – 1,6 m. dan 1,75 m.gacha. D – o'rta sinf. Bu tipdagi avtomobillar uzunligi – 4,4 m.dan 4,7 m.gacha, kengligi – 1,7 m.dan 1,8 m.gacha.

E – oliy o'rta sinf, yoki biznes-sinf. Kuzov uzunligi – 4,6 m.dan 4,8 m.gacha, kengligi 1,7 m.dan katta. S (F) – lyuks sinf. Avtomobil uzunligi 4,8 m.dan, kengligi 1,7 m.dan katta.

Ishlash muftasi dvigatelni kuch uzatmadan qisqa muddatga uzib qo'yishga va ularni ravon ulashga, shu tariqa avtomobilni joyidan asta-sekin qo'zg'atishga xizmat qiladi. Uzatmalar qutisi dvigatel hosil qilgan burovchi moment kattaligini oshirib, kardonli uzatmaga yetkazib beradi. Shu bilan birga dvigatelni qisqa yoki uzoq muddatda kuch uzatma mexanizmlaridan ajratib qo'yadi. Shuningdek, uzatmalar qutisi va avtomobilning orqaga yurishini ham taminlaydi.

Dvigatel, ilashish muftasi va uzatmalar qutisi bir butun shaklida joylashib, ularning asosiy o'qlari bir to'g'ri chiziqda yo'tgani uchun ular kuch bloklari deb yuritiladi.

Kardanli uzatma uzatmalar qutisidan keyin joylashgan bo'lib, undan olgan burovchi momentni o'zgaruvchan burchak ostida aso-

siy uzatmaga yetkazib beradi. Asosiy uzatma differensial va yarim ketingi yetakchi ko'prikda joylashgan bo'lib, kardandan kelayotgan burovchi momentni yetakchi g'ildiraklarga kuchaytirgan holda yetkazib beradi.

Yurish qismi avtomobilning ilgarilama harakatlanishini taminlaydigan aravadan tashkil topgan. Uning asosi bo'lib rama xizmat qiladi. Ramaga avtomobilning barcha agregat, mexanizm va qismlari o'rnatiladi, oldingi o'q va ketingi ko'prik esa ressoralar yordamida ramaga biriktiriladi. Ressora qayishqoq shinali g'ildiraklarning yo'l notekisliklariga urilishi natijasida hosil bo'lgan turtkilarini yumshatib, ramaga uzatadi. Amortizator esa turtkilarni yumshatishda hosil bulgan tebranishlarni sundiradi.

Boshqarish tarmog'i avtomobilning harakat yo'nalishini o'zgartirish, sekinlashtirish va to'xtatish uchun xizmat qiladi. Boshqarish tarmog'i ikkita alohida qismdan: rul boshqarmasi va tormozlash boshqarmasidan iborat.

Rul boshqarmasi rul chambaragi, rul mexanizmi, bo'ylama tortqi va richagdan tashkil topgan. Bu tarmoqda rul chambaragining burilishi natijasida trapetsiya hosil qilgan tortqi, va richaglar yordamida oldingi g'ildiraklar buriladi va avtomobil o'z harakat yo'nalishini o'zgartiradi.

Tormoz boshqarmasi g'ildiraklar hamda kuch uzatmasida joylashgan tormoz mexanizmlari bilan ularga keltirilgan yuritmalaridan tashkil topgan. Bu boshqarma tarmoqlari avtomobil harakatini sekinlatish, to'xtatish va to'xtab turgan avtomobilni siljishdan saqlaydi.

1.4-§. Avtomobil konstruksiyasiga qo'yiladigan talablar

Avtomobil konstruksiyasiga qo'yiladigan talablarni o'z navbatida to'rt guruhga bo'lish mumkin, ya'ni ijtimoiy va huquqiy, ishlab chiqarish, ekspluatatsiya va raqobatbardoshlik talablari.

- **ijtimoiy va huquqiy talablarga** konstruksiya xavfsizligi, yuqori konstruktiv va ekologik ko'rsatkichlar, mamlakatimiz va xalqaro tashkilotlarning me'yoriy hujjatlariga mosligi kiradi.

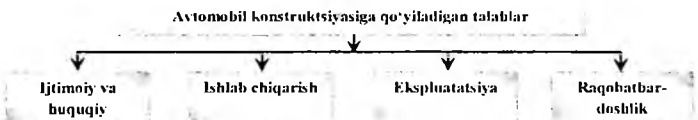
- **ishlab chiqarish talablariga** materil, mehnat sarfining kamligi va avtomobil tannarxining pastligi; agregat, uzel va detallar

unifikatsiya darajasining yuqoriligi; ishlab chiqarish ko'lam va mablag'ga avtomobil konstruksiyasining mosligi kiradi.

- **ekspluatatsiya talablariga** avtomobilning yuk ko'tarishidan to'la foydalanish; yuqori o'rtacha tezlik; yuqori yonilg'i tejamliligi; ishonchlilik; tashish vaqtida yuklarning saqlanishi; avtomobilning ob-havo sharoitiga moslashganligi kiradi.

- **raqobatbardoshlik talablarga** zamonaviy talablarga javob beradigan yuqori sifat; patent tarafdin toza; xalqaro tan olish; eksport qilinishi mo'ljallanayotgan davlatlarning maxsus talablarga javob berishi kiradi.

Yuqorida sanab o'tilgan barcha talablarni bir vaqtda qondirib bo'lmaydi, chunki ba'zi talablar bir-biriga qarshi bo'lishi mumkin. Shuning uchun avtomobilning vazifasi va ishlatilish sohasiga qarab avtomobilni loyihalash chog'ida o'rtacha yechim qabul qilinadi.



Har bir avtomobil ma'lum ekspluatatsiya sharoiti uchun yaratiladi. Transport vositalarini ekspluatatsiya qilish sharoiti uch qismdan iborat:

- transport sharoiti;
- yo'l sharoiti;
- ob-havo sharoiti;

Transport sharoitlari – harakat tezligi, yuk bilan yurish masofasi, yo'ldan foydalanish ko'effitsiyenti, yuk ko'tarish qobiliyatidan foydalanish ko'effitsiyenti, tirkamalardan foydalanish ko'effitsiyenti, tashilayotgan yukning turi va boshqalar bilan baholanadi. Transport sharoitini e'tiborga olish uchun "Nizom"da K_1 ko'effitsiyenti keltirilgan.

Yo'l sharoitlari. Yo'l sharoitlari agregat va detallarning ishiga ta'sir etadi, bunda texnik holat parametrlarining o'zgarish jadalligi tezlanishi yoki sekinlanishi mumkin. Ular transport vositasining ish tartibotini belgilaydi, bu esa ishonchlilikka ta'sir etadi. Yo'l sharoitlari yo'lning texnik toifasi, yo'l qoplamasining turi va sifati,

transport vositasi harakatiga ko'rsatadigan qarshiligi, yo'lining eni, burilishlarning radiuslari, ko'tarilishi va nishabligi bilan belgilanadi.

Shu sababli, "Nizom"da transport vositalari ishlash sharoiti toifasini k_1 tuzatish koeffitsiyenti orqali e'tiborga olinadi.

Iqlim-sharoitlari havoning harorati, namligi, shamol yuklamasi, quyosh radiatsiyasi darajasi va h.k. lar bilan xarakterlanadi. Bu sharoitlar agregatlarning issiqlik va boshqa ish tartibotlariga, demak, ularning texnik holati va ishonchliligiga ta'sir etadi. Past va yuqori haroratlarning ta'siri ostida konstruksion po'latlar, metall qotishmalar, plastmassalar, rezina va boshqa materiallarning fizik-mexanik hossalari o'zgaradi. Moy, yonilg'i, tormoz va amortizator suyuqliklari, elektrolit va boshqalarning fizik-kimyoviy doimiyligi (konstantalari) iqlim sharoitlari ta'sirida o'zgaradi. Shu sababli "Nizom"da transport vositalariga iqlim sharoitlarining ta'sirini e'tiborga olish uchun k_3 tuzatish koeffitsiyenti keltirilgan.

Transport sharoitining avtomobil konstruksiyasiga ta'siri.

Transport sharoiti avtomobil vazifasidan kelib chiqadigan bir nechta faktorlar bilan belgilanadi.

Yuk avtomobillarining transport sharoiti yuk turi, hajmi, partiyasi, tashish masofasi va tashkil etilishi, yukni ortish va tushirish, yukni saqlash, avtomobilga texnik xizmat ko'rsatish va ta'mirlash kabi faktorlar bilan aniqlanadi. Yuk turi fizik-mexanik xususiyatlari, zichligi, og'irligi, o'lchamlari, qimmatbaholigi, tarasi, tez tashilishi bilan belgilanadi. Yuk partiyasi bitta avtomobil yoki avtopoezdga tashiladigan hajm bilan belgilanadi. Tashish masofasi yuk yetkazilishi kerak bo'lgan masofa bo'lib, mahalliy (50 km gacha) va uzoq (50 km dan ko'p) bo'lishi mumkin.

Tashishni tashkil etish deb, avtomobilni ishda qancha vaqt bo'lishi (soat yoki sutkada), bir sutka yurgan masofasi (kilomertda), bir yilda necha kun ishda bo'lishi, bir yilda bosib o'tgan masofasi (km da), yuk tashishni bir maromda tashkil etilishi (sutkaning soatlarida, haftaning kunlarida, yilning oylarida), haydovchilarning ishini tashkil etishga aytiladi. Yukni ortish-tushirish qo'lda bajarilishi yoki mexanizatsiyalashgan bo'lishi mumkin.

Yo'lovchi avtomobilining transport sharoiti yo'lovchi tashish bilan bog'liq. Avtobuslar shahar ichida, shahar chetiga, shahar-

lararo, mahalliy, ekskursion, turistik va boshqa bo'lishi mumkin. Yengil avtomobillar taksi, xizmat. shaxsiy va ijara bo'lishi mumkin. Shahar ichida ishlatiladigan avtobuslarning pol sathi past, eshiklari keng va ko'p, o'rindiqlar soni kam bo'lishi kerak. Shaharlararo qatnaydigan va turist avtobuslarda komfortabellik, yaxshi ko'ri-nuvchanlik, yuqori tezlik va katta yukxonalar bo'lishi kerak. Mahalliy avtobuslarda o'tag'onlik muhim hisoblanadi.

Yo'l sharoitining avtomobil konstruksiyasiga ta'siri.

Yo'l sharoiti yo'l qoplamasining tekisligi va mustahkamligi, yo'l joylashgan muhit yo'lning elementlari, avtomobillar harakatining tig'izligi va yo'lning barqarorligi bilan belgilanadi.

Yo'l qoplamasining tekisligi yo'l notekisliklari ordinatasining o'rtacha kvadratik qiymati bilan baholanadi. Yo'l qoplamasining mustahkamligi (ayniqsa ko'priklar va yo'l inshootlarida) avtomobilning to'la massasi va o'qlarga taqsimlangan massa bilan aniqlanadi. Yo'l joylashgan muhit tekis, tepaliklar yoki tog'liklar bo'lishi mumkin. Yo'lning elementlari deb bo'ylama yo'nalishda tepaga yoki pastga yo'lning og'ishi, ularning takrorlanishi va uzunligi, yo'lning bir to'g'ri chiziqli yotmasligi, yo'lning eni va yo'ldagi qatorlar soniga aytiladi. Avtomobil harakatining tig'izligi vaqt birligida (soat, sutka, yil) yo'ldan o'tadigan avtomobillarning soni bilan belgilanadi. Shuningdek, harakat tig'izligining barqarorligi kunning soatlarida, haftaning kunlarida va yilning oylarida o'zgarishi mumkin. Yo'lning barqarorligi deb yo'lning holatiga aytiladi. (quruq, nam, qor bosgan, muzlagan va hokazo).

Qoplamasiga qarab yo'llar 4 ta turga bo'linadi:

- sementobeton yoki asfaltobeton (I–IV kategoriyadagi yo'llar)
- asfaltobeton yoki degtobeton (III–IV kategoriyadagi yo'llar)
- graviy va shag'al (IV–V kategoriyadagi yo'llar)
- tuproq (V kategoriyadagi yo'llar)

Yo'l qoplamasining mustahkamligiga qarab, avtomobil o'qiga tushayotgan massaning ruhsat etilgani 100 kN dan (I–IV kategoriya) 60 kN gacha (V kategoriya) bo'lishi mumkin.

Avtomobilning ekskuatatsion xususiyati ko'rsatkichlariga yo'l sharoitining ta'siri katta. Avtomobil notekis yo'llardan harakatlanganda detal va uzellarning ishlash muddati qisqaradi, avto-

mobilga texnik xizmat ko'rsatish va ta'mirlash hajmi oshadi, avtomobilning o'rtacha tezligi pasayadi, yonilg'i sarfi ortadi. Bularning hammasi yuk tashish tannarxining oshishiga va ish unumdorligining pasayishiga olib keladi. Agar yo'l notekis bo'lsa avtomobilning yurish ravonligini yaxshilash hisobiga, agar yo'l tekis bo'lsa avtomobilning tortish – tezlik, turg'unlik, boshqaruvchanlik, hamda avtomobilning va tormoz xususiyatlarini yaxshilash hisobiga avtomobilning unumdorligini oshirish mumkin. Avtomobilning tezligi yo'ldagi ko'rinuvchanlik, yo'lning eni, burilish radiuslari va yo'lning past-balandligiga bog'liq.

Ob-havo sharoitining avtomobil konstruksiyasiga ta'siri.

Yer shari bir nechta klimatik hududlarga bo'lingan. Masalan: sovuq, issiq, mo'tadil va tog'li hududlar bo'ladi. Sovuq hududlarda yilning 200–300 kunida havo harorati -40° – -60°C bo'ladi. Issiq hududlarda qish bor-yo'g'i 10–20 kun davom etadi, yozda esa harorat $+45$ – 50°C dan oshib ketadi va havo juda quruq bo'ladi.

Ob-havo sharoitiga qarab yo'lning holati (nam, qor bosgan, muzlagan) va ko'rinuvchanlik (yomg'ir, qor, tuman) o'zgaradi. Havoning harorati avtomobilning issiqlik rejimiga agregatlarning ish sharoitiga ta'sir qiladi (yonilg'i va moylarining zichligi, akkumulyatorlarning sig'imi o'zgaradi). Harorat o'rtacha 20°C bo'lganda dvigateldagi moy va sovituvchi suyuqlikning harorati 80 – 100°C bo'lishi kerak. Agar havo harorati 10°C ga ko'tarilsa dvigatel quvvati 2–3% ga pasayadi, yoqilg'i sarfi 1.5 % ga ortadi. Shuningdek, havo harorati transmissiyaning foydali ish koef-fitsiyentiga va g'ildiraklarning qarshiligiga ta'sir qiladi.

Agar avtomobil tog' sharoitida ishlasa, havoning siyraklanishi tufayli dvigatelning quvvati pasayadi, shuning uchun yuk avtomobillarida o'rtacha tezlik 40–50 % ga kamayadi va yonilg'i sarfi 10–15 % ga ortadi.

Sovuq sharoitda ishlashga mo'ljallangan avtomobillarda dvigatelni ishga tushirishni yengillashtiruvchi tizim, shuningdek kuzov, kabina, yoqilg'i baki va akkumulyatorlarni isitish tizimlari o'rnatiladi. Yoqilg'i, moy, texnik suyuqliklarning qishki mavsumga moslashtirilganlari ishlatiladi, materiallarning sovuqqa chidamli turlaridan foydalaniladi.

Issiq sharoitda ishlashga mo'ljallangan avtomobillarda dvigatelni sovutishning samarali tizimlari, moy radiatorlari, havoni changdan yaxshilab tozalash tizimlari ishlatiladi. Kuzov va kabinada havoni tozalash va sovutish tizimlari bo'lish kerak. Avtomobilda ishlatiladigan hamma ekspluatatsion materiallar (rezina, polimer, yoqilg'i, moy, tormoz suyuqligi va boshqalar) issiq haroratda ishonchli ishlashi kerak. Avtomobilning rangi och rangda bo'lgani maqsadga muvofiq, chunki och ranglar quyosh radiatsiyasiga chidamli bo'ladi.

Avtomobilning ergonomik⁴ xususiyatlari. Mashinalar odamlar uchun yaratiladi. Bu oddiy jumla aslida yerusti transport vositalariga nisbatan ergonomika va dizaynning vazifalarini aniqlab beradi.

Avtomobilning ergonomik xususiyatlari deb, haydovchining faoliyatini oshirish maqsadida shakllantiradigan xususiyatlarga aytiladi. Avtomobilning ergonomik xususiyatlari to'rt guruhga bo'linadi:

- gigienik;
- antropometrik;
- fiziologik;
- psixologik.

Gigienik ko'rsatkichlar – haydovchilar ish joyining sanitariya me'yorlariga javob berishini hisobga oladi. Ularga ichki shovqin darajasi, haydovchi ish joyining vibroyuklanishi va haydovchi ish joyidagi mikro iqlim (harorat, namlik, havoning kimyoviy tarkibi va b.) kiradi.

Antropometrik ko'rsatkichlar – haydovchi ish joyining ishlashga qulayligini xarakterlaydi. Ularga haydovchining o'rindiqlarda joylashishi, boshqaruv organlarining boshqarishga qulayligi va haydovchi atrofidagi bo'shliq kiradi. Haydovchining o'rindiqlarda qulay joylashishi uning harakatlari aniq va tez bajarilishiga olib keladi, natijada haydovchi uzoq vaqt charchamasdan ishlashi mumkin.

Fiziologik ko'rsatkichlar – avtomobilning boshqaruv organlariga sarflanadigan kuchning haydovchi organizmining jismoniy imkoniyatlariga muvofiq kelishini belgilaydi. Fiziologik ko'rsat-

⁴ Ergonomika (grekchadan «ergon» - ish, «nomos» - qonun) - mehnat qurollari va sharoitlarining insonga moslashishi haqidagi fan.

kichlarga avtomobilning boshqaruv organlariga qo'yilgan kuch va boshqarishni avtomatlashtirish kiradi.

Psixologik ko'rsatkichlar – haydovchiga ta'sir qilayotgan barcha axborotlarning uning psixofiziologik imkoniyatlariga mosligini belgilaydi. Ularga avtomobilning agregat va tizimlaridan kelayotgan axborot, haydovchi ish joyidan ko'rinuvchanlik, tovush orqali uzatiladigan axborot kiradi.

Avtomobilning xavfsizlik xususiyati.

Avtomobilning xavfsizligi muhim ekspluatatsion xususiyat bo'lib, insonlarning hayoti va sog'lig'iga, avtomobilga, yuklarga va atrof-muhitga zarar etmasligini belgilaydi. Avtomobil xavfsizligi to'rt guruhga bo'linadi:

- aktiv xavfsizlik;
- passiv xavfsizlik;
- avariya dan so'nggi xavfsizlik;
- ekologik xavfsizlik.

Aktiv xavfsizlik deb, avtomobilning yo'l-transport hodisasiga uchrashi ehtimolini pasaytirishni ta'minlaydigan xususiyatga aytiladi. Faol xavfsizlik tormoz xususiyatiga, boshqariluvchanlikka, turg'unlikka, buriluvchanlikka, ekologik xususiyatiga, chiroq va tovush qurilmalariga bog'liq.

Passiv xavfsizlik deb, yo'l-transport hodisasining oqibatlarini kamaytirishni ta'minlaydigan xususiyatga aytiladi. Faol emas xavfsizlik ichki va tashqi bo'lishi mumkin.

Avariya dan so'nggi xavfsizlik deb, YTH natijasida paydo bo'lishi mumkin bo'lgan xavfli oqibatlarning oldini olish xususiyatiga aytiladi. Xavfli oqibatlarga yong'in, avariya dan so'ng avtomobil eshiklarining qulflanib qolishi, avtomobil ichiga suv kirishi (agar avtomobil cho'kkan bo'lsa) kiradi. Avariya dan so'nggi xavfsizlikni ta'minlash uchun avtomobil o't o'chirish asboblari, dori qutichalari (apteчка) bilan jihozlangan bo'lishi kerak. Shuningdek, odamlarning avtomobil ichidan tez chiqib ketishini ta'minlaydigan qo'shimcha eshik va lyuklar bilan jihozlangan bo'lishi kerak.

Ekologik xavfsizlik deb, avtomobil o'z vazifasini bajarayotganda odamlarga, hayvonot dunyosiga va atrof-muhitga zararli ta'sirini kamaytirish xususiyatiga aytiladi. Ularga ishlatilgan gaz-

larning tutuni va zahari, shovqin va radio-to'liqlarni o'zgartirishi kiradi. Ishlatilgan zaharli gazlar tarkibida uglerod okisi CO , uglevodorod CH va azot oksidlari NO kiradi. Bu zaharli gazlar odamlarga va hayvonot dunyosiga zarar yetkazadi. Ularning miqdori xalqaro standartlarga va boshqa hujjatlarda belgilab qo'yilgan. Avtomobilning dvigateli va boshqa agregatlarining shovqini me'yori ham cheklab qo'yilgan bo'lib, shovqinni kamaytirishga mo'ljallangan konstruktiv tadbirlar amalga oshiriladi. Avtomobilda radio to'liqlarga zarar yetkazuvchi asosiy qism dvigatel hisoblanadi.

1.5-§. Yuklanish va hisoblash rejimlari

Avtomobil uzal va agregatlarining ish jarayonlari.

Avtomobil uzal va agregatlarining vazifasiga ko'ra ularga qator talablarni qo'yish mumkin, shu talablarni bajarilishi ularni boshqa agregatlar bilan birga ishlaganda funksional vazifasini to'liq bajarilishini ta'minlaydi. Qo'yiladigan talablarni bir necha konstruktiv yechimlari bilan qondirish mumkin, lekin bunda konstruksiyalarning murakkabligi, narhi, chidamligi va hakovolar ham har xil bo'ladi. [2]

Uzal va agregatlarning ish ko'rsatkichlarini va ularni yaxshilash imkonlarini faqatgina ularda bo'lib o'tadigan ish jarayonlarining tahlillari asosida aniqlash mumkin

Ish jarayoni deb, mehanizm va agregatlarda ish paytida sodir bo'ladigan fizikaviy, fizik-kimyoviy jarayonlar majmuasi, ularning sababi, o'zaro bog'liqligi va ketma-ketligiga aytiladi.

Ish jarayonini matematik model yordamida tahlil etib, qaysi konstruksiyada va qay darajada talablar bajarilishini va shundan so'ng yuklanishlarni aniqlash mumkin.

Ko'p hollarda matematik model uchun oddiy muvozanat holatini ko'rib chiqsak bas: to'g'ri chiziqli harakatda $\sum P=0$, aylanma harakatda $\sum M=0$.

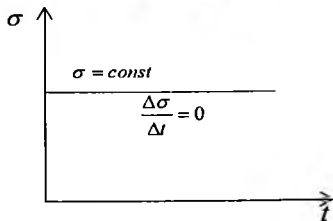
Agar ish jarayonida tezlanish yoki sekinlanish bo'lsa, masalarni ham hisobga olish zarur bo'ladi:

$$\sum P + \sum m \cdot a_n = 0; \quad \sum M + \sum J_n \cdot \varphi_n = 0$$

Ayrim hollarda tebranuvchi tizim tahlil etiladi (masalan osma):

$$P_r = \sum m \cdot a_n + \sum \frac{X_n - X_{n-1}}{l}; \quad M_\varphi = \sum J_n \cdot \varphi_n + \sum \frac{\varphi_n - \varphi_{n-1}}{l_n}$$

Tahlilni soddalashtirish uchun ko'p massali tizimlar bir yoki ikki massali ekvivalent tizim bilan almashtirib o'rganiladi. Bunday tenglamalarni yechib, odatda kuch (P, M) ko'rsatkichlarni kinematik (ω, V) ko'rsatkichlarga bog'liqlik tavsiflarini aniqlaymiz.



1.15-rasm. O'zgarmas kuchlar

Avtomobil uzel va agregatlarining yuklanish rejimlari.

Avtomobil detallarini deformatsiyasi va ulardagi kuchlanishlar ularga ta'sir etuvchi yuklanish rejimlariga bog'liq.

Yuklanish rejimi deb, ekspluatatsiya jarayonida (vaqt kesimida) detal va agregatlarga ta'sir etuvchi kuch va momentlarning o'zgarishiga aytiladi. Avtomobil detallariga ta'sir etuvchi kuchlar (kuchlanishlar) ta'sir etish vaqtiga ko'ra quyidagicha bo'lishi mumkin:

a) o'zgarmas (doimiy ta'sir etuvchi yoki sekin o'zgaruvchi) kuchlar, bular: og'irlik kuchi, uzel va agregatlarni yig'ishda boltlarni siqishdan hosil bo'ladigan kuchlar va h.k

b) o'zgaruvchan kuchlar:

- barqaror rejimda o'zgaradigan kuchlar. Masalan: vallarda yoki shesternya tishlaridagi barqaror kuchlanishlardan hosil bo'ladigan yuklanishlar.

- barqaror bo'lmagan rejimda o'zgaradigan kuchlar. Bu eng keng uchraydigan hol. Bu rejimlar asimmetriya koeffitsiyenti bilan

xarakterlanadi, asimmetriya koeffitsiyenti $r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$ formula bilan aniqlanadi.

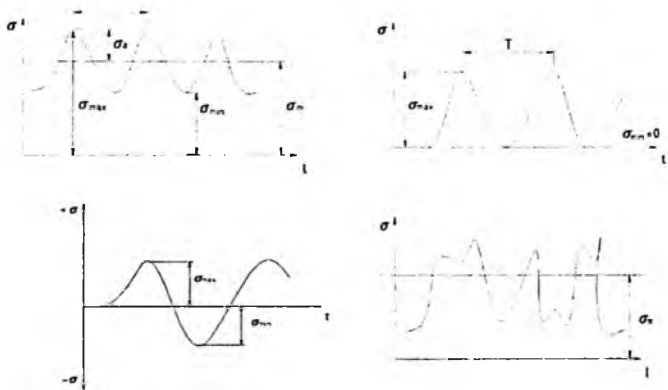
Asimmetrik sikl, siklning o'rtacha kuchlanishi: $\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}$;

sikl amplitudasi: $\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$ bu yerda: $\sigma_{\max} = \sigma_m + \sigma_a$;

$\sigma_{\min} = \sigma_m - \sigma_a$; asimmetriya koeffitsiyenti- $0 < r < 1$ T -kuchlanish o'zgarishi to'la siklning davri.

Pulsli sikl, asimmetrik siklning $\sigma_{\min} = 0$ bo'lgan bir turi, shunda o'rtacha yuklanish va amplituda bir - biriga teng bo'ladi:

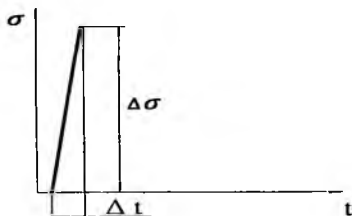
$\sigma_m = \sigma_a = \frac{\sigma_{\max}}{2}$; asimmetriya koeffitsiyenti $r = 0$.



1.16-rasm. O'zgaruvchan kuchlar. Barqaror rejimda: a- asimmetrik sikl; b-pulsli sikl; v-simmetrik sikl. Barqaror bo'lmagan rejimda: g- o'zgaruvchan.

Simmetrik sikl uchun $\sigma_{\max} = -\sigma_{\min}$ siklning o'rtacha kuchlanishi: $\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = 0$; sikl amplitudasi: $\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$ asimmetriya koeffitsiyenti: $0 \geq r \geq 1$, eng noqulay rejim $r = -1$ da bo'ladi;

v) zarbasimon kuchlar (kuchlanish katta tezlik $\frac{d\sigma}{dt}$ bilan o'zgaradi).



1.17-rasm. Zarbasimon kuchlar.

Ko'p hollarda avtomobil detallariga bir paytda kuchlar (o'zgarimas, o'zgaruvchan, zarbasimon va h.k.) majmuasi ta'sir etadi.

Avtomobil uzul va agregatlarini hisoblash rejimlari.

Hisoblash rejimi bu detallarni mustahkamlikka va chidamkorlikka hisoblash uchun qabul qilingan real yoki shartli yuklanish rejimi. Hisoblash rejimi yuklanish rejimini tahlil etish natijasida tanlab olinadi. Detailarni chidamkorlikka hisoblaganda o'zgaruvchan kuchlar ta'sirida detalning sinishi aniqlanadi. Ishlash jaryonida detallarni sinishiga quyidagilar sabab bo'lishi mumkin:

- o metallning bir jinsli emasligi;
- o yuzalarga yaxshi ishlov berilmaganligi;
- o ichki zo'riqishlar;
- o katta yuklanishlar;
- o detal materialini charchashi;
- o ishchi yuzalarni shikastlanishi.

O'zgaruvchan kuchlar ta'sirida detalni chidamkorligi deformatsiya turiga (egilish yoki buralish) va ularni vaqt davomida o'zgarishiga bog'liq.

Transmissiyani hisoblash rejimlari.

Transmissiyaning yuklanish rejimlari o'zgaruvchan moment va burchak tezliklari qiymatlari bilan tavsiflanadi. Shu yuklanishlarni tahlil qilgan holda transmissiya uchun quyidagi hisoblash rejimlarini belgilash mumkin:

1-hisoblash rejimi – dvigatelning maksimal momentiga ko'ra hisoblanadi. U holda hisoblash momenti (FIKni hisobga olmagan-da) quyidagicha aniqlanadi:

$$M_p = M_{e_{\max}} \cdot U_n$$

bu yerda: U_n – dvigateldan hisoblanayotgan valgacha bo'lgan uzatishlar soni;

α_n – burovchi momentni ushbu valdan o'tadigan qismini hisobga oluvchi koeffitsiyent.

Bunday yuklanishlar tekshiruv hisoblari uchun ishlatiladi. Transmissiyaning barcha moment o'tkazayotgan detallari ushbu burovchi momentni o'tishiga bardosh bera olishi kerak.

2-hisoblash rejimi – yetakchi g'ildiraklarni yo'l bilan maksimal ilashishiga ko'ra hisoblanadi. U holda hisoblash momenti quyidagicha aniqlanadi:

$$M_p = G_{cy} \cdot \varphi_{\max} \cdot \frac{r_k}{U_n \cdot \eta_n}$$

bu yerda: G_{cy} – tezlanish paytida yetakchi g'ildiraklarga tushadigan maksimal og'irlik (yuklanishlarni o'zgarishini hisobga olgan holda);

$\varphi_{\max} = 0,7 \dots 0,9$ – ilashish koeffitsiyentining maksimal qiymati.

U_n va η_n – yetakchi g'ildirakdan ushbu valgacha bo'lgan uzatish soni va FIKi.

r_k – g'ildirakning g'ildirash radiusi.

Bu hisoblash rejimi odatda avtomobillarni kardan vali va ko'priklarda burovchi momentni taqsimlanish qonuni noaniq bo'lganda yoki avtomobilida o'ta katta burovchi momentga ega bo'lgan dvigatel o'rnatilganda hisoblash uchun ishlatiladi. Chunki katta burovchi moment hech qachon real ishlatilmaydi (g'ildiraklar shataksirab ketadi). [3]

3-hisoblash rejimi – transmissiyada hosil bo'lishi mumkin bo'lgan maksimal dinamik yuklanishlarga ko'ra hisoblanadi. Dinamik yuklanishlar quyidagilarga bog'liq:

– ilashish muftasining ulanish tezligiga (haydovchiga);

- ilashish muftasining turiga va konstruksiyasiga (disklar soni, yuritmasi, maxsus moslamalar va h.k.);
- yoʻlning turiga, holatiga va avtomobil tezligiga;
- avtomobilning konstruktiv xususiyatlariga.

Odatda katta dinamik yuklanishlar ilashish muftasi keskin ulanganda hosil boʻladi.

$$M_p = M_{e_{\max}} \cdot U_n \cdot K_o$$

bu yerda: $M_{e_{\max}}$ – hisoblanayotgan detaldagi maksimal moment.

Dinamiklik koeffitsiyenti $K_o = \frac{M_{\max}}{M_{e_{\max}}}$ hisoblanayotgan detaldagi

maksimal moment kritik holatlarda dvigatelning maksimal momentidan necha martaga oshib ketishini koʻrsatadi.

$K_o = 1,5 \dots 2,0$ yengil avtomobillar uchun

$K_o = 2,0 \dots 2,5$ yuk avtomobillari uchun

$K_o = 3,5$ gacha oʻtagʻon avtomobillar uchun

Ushbu hisoblash rejimi detallarni mustahkamlikka hisoblashda ishlatiladi va transmissiya detallariga taʼsir etayotgan maksimal kuchlanishlarni aniqlaydi.

4-hisoblash rejimi – real ekspluatatsion yuklanishlarga hisoblanadi. Bu hisoblash rejimi charchash mustahkamligiga hisoblash uchun ishlatiladi va real ekspluatatsiya, sinovlar davomida yozib olingan statistik maʼlumotlar asosida oʻtkaziladi. Bundan tashqari transmissiyaning ayrim qismlari ishqalanishga, qizishga, yemirishga, kritik aylanishlar soniga va h.k. qoʻshimcha hisoblanadi.

Rul boshqarmasini hisoblash rejimlari.

1-hisoblash rejimi – rul chambaragidagi maksimal momentga koʻra hisoblanadi. U holda hisoblash momenti (FIKni hisobga olmaganda) quyidagicha aniqlanadi:

$$M_p = P_{e_{\max}} \cdot r_{pk}$$

bu yerda: $P_{e_{\max}}$ – haydovchining rul chambaragidagi maksimal kuchi 500 N (yengil avto uchun 250 N);

r_{pk} – rul chambaraging radiusi.

2-hisoblash rejimi – bitta g'ildirakka qo'yilgan maksimal tormoz kuchiga ko'ra (shu vaqtda ikkinchi g'ildirakdagi tormoz kuchi 0 ga teng) hisoblanadi:

$$P_p = G_{cH} \cdot \varphi_{\max};$$

3-hisoblash rejimi – avtomobil harakatlanayotganda uning g'ildiraklari tik to'siqqa urilganda hosil bo'ladigan kuchga ko'ra hisoblanadi. Ushbu holatda hosil bo'ladigan maksimal kuch tezlikka, to'siq balandligiga va o'tish usuliga (bir yon tomon oldin, ikkala g'ildirak bir vaqtda) bog'liq.

Tormoz boshqarmasini hisoblash rejimlari.

Tormoz mexanizmi detallari asosan avtomobil g'ildiraklarining yo'l bilan maksimal ilashishga ko'ra hisoblanadi:

$$M_p = G_{cH} \cdot \varphi_{\max} \cdot r_k;$$

bu yerda: G_{cH} – g'ildiraklarga tushadigan maksimal og'irlik (yuklanishlarni o'zgarishini hisobga olgan holda);

$\varphi_{\max} = 0,8 \dots 1,0$ – ilashish koeffitsiyentining maksimal qiymati.

r_k – g'ildirakning g'ildirash radiusi.

Tormoz yuritmasi detallari tormoz pedalidagi maksimal kuchga (1500 N) va maksimal bosimga (kuchaytirgich ishlatilganda) ko'ra hisoblanadi:

Osmani hisoblash rejimlari.

1-hisoblash rejimi – statik yuklanishga ko'ra (dinamikani hisobga olgan holda) hisoblanadi:

$$P_p = G_{cH} \cdot k_o;$$

Osmaning bikrligi qancha yuqori bo'lsa k_o shuncha yuqori bo'ladi.

2-hisoblash rejimi – chidamkorlikka hisoblanadi.

Rama va kuzovlarni hisoblash rejimlari.

1-hisoblash rejimi – avtomobil notekis yo'llarda katta tezlikda harakatlanganda egilishga hisoblanadi.

2-hisoblash rejimi – avtomobil katta notekis yo'llarda harakatlanganda (ba'zi g'ildiraklar yo'ldan uzilganda) buralishga hisoblanadi.

Shuningdek, avtomobil avariya uchraganda zarbadan hosil bo'lgan deformatsiyaga ko'ra hisoblanadi.

Ko'priklarni hisoblash rejimlari.

1-hisoblash rejimi – avtomobil $\varphi_{\max}$ bo'lgan yo'lda tormozlanayotganda hisoblanadi.

2-hisoblash rejimi – avtomobil sirpanayotganda hisoblanadi.

3-hisoblash rejimi – avtomobil harakatlanayotganda uning g'ildiraklari tik to'siqqa urilganda hosil bo'ladigan kuchga ko'ra hisoblanadi.

Nazorat savollari:

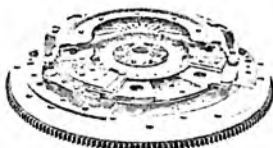
1. Avtomobil deb namaga aytiladi?
2. Birinchi avtomobil qachon yaratilgan?
3. Avtomobil konstruksiyasiga qanday talablar qo'yiladi?
4. Transport sharoitining avtomobil konstruksiyasiga ta'siri.
5. Yo'l sharoitining avtomobil konstruksiyasiga ta'siri.
6. Ob-havo sharoitining avtomobil konstruksiyasiga ta'siri.
7. Avtomobilning ergonomik xususiyatlari deganda nimalarni tushunasiz?
8. Avtomobilning xavfsizlik xususiyati.
9. Avtomobil uzal va agregatlarining ish jarayonlari.
10. Avtomobil uzal va agregatlarining yuklanish rejimlari.
11. Avtomobil uzal va agregatlarining hisoblash rejimlari.
12. Transmissiyaning 1- hisoblash rejimi.
13. Transmissiyaning 2- hisoblash rejimi.
14. Transmissiyaning 3- hisoblash rejimi.
15. Transmissiyaning 4- hisoblash rejimi.
16. Tormoz boshqarmasini hisoblash rejimi.
17. Rul boshqarmasini hisoblash rejimi.
18. Osmani hisoblash rejimi.
19. Ko'priklarni hisoblash rejimi.

II-BOB. ILASHISH MUFTALARI

Tayanch iboralar: ilashish muftasi, yetakchi va yetaklanuvchi qismlar, yuklanish, friksion, gidravlik, elektromagnit, ravon va to'la ulanish.

2.1-§. Ilashish muftasining tasnifi va qo'llanilishi

Ilashish muftasi dvigatel tirsakli valini transmissiyadan qisqa muddatga ajratib qo'yish va so'ngra ularni o'zaro ravon qo'shish uchun xizmat qiladi. Ilashish muftasini qo'shish orqali avtomobil joyidan qo'zg'atiladi yoki harakat paytida uzatmalar soni o'zgartiriladi.



2.1-rasm. Ilashish muftasi.

Ilashish muftasi ikki asosiy: yetakchi va yetaklanuvchi qismlardan tashkil topgan bo'ladi. Dvigatel vali bilan bog'langan, aylanib turuvchi detallar yetakchi qismni, ilashishni ta'minlaydigan detallar esa yetaklanuvchi qismni tashkil etadi. Bundan tashqari har ikkala qismni o'zaro qo'shib ajratib turadigan muftaning boshqarish tizimi mavjud. Bu tizim mexanik yoki gidravlik yuritmalardan va ularning kuchaytirgichlaridan iborat bo'ladi. [7]

Ilashish muftasi quyidagi vazifalarni bajaradi: dvigatel tirsakli valini uzatmalar qutisidan vaqtincha ajratish va ravon ulash;

Bu esa:

- avtomobilning *ravon qo'zg'alishini* ta'minlaydi;
- detallardagi yuklanishlarni *oshirmay* pog'onalarini almashirishni ta'minlaydi;
- *dvigatelni to'xtatmay turib* avtomobilni *to'xtatish* imkonini beradi.
- keskin tormozlanish jarayonida kuch uzatmasi detallarning *ortiqcha yuklanishdan* saqlaydi va ularning xizmat muddatini uzaytiradi.

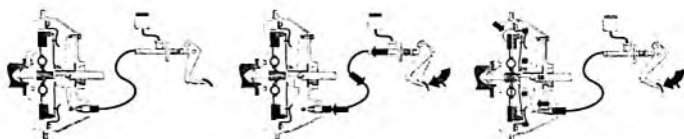
Ilashish muftasi *yetaklovchi* va *yetaklanuvchi* qismlardan tashkil topgan:

o *yetaklovchi* qismga tirsakli val bilan bog'langan (doimo aylanuvchi) detallar kiradi;

o *yetaklanuvchi* qismga ilashish muftasi dvigatel va kuch uzatmasi o'zaro ajratilganda yetaklovchi qismdan ajraladigan detallar kiradi.

Turlari: yetakchi va yetaklanuvchi qismlar orasidagi bog'lanish tasnifiga asosan ilashish muftalarini *frikсион, gidravlik* va *elektromagnit* (kukunli) turlarga ajratiladi.

Eng ko'p tarqalgani bu friksion ilashish muftalaridir. Ularda burovchi moment yetakchi qismdan yetaklanuvchi qismga, shu qismlarning ta'sirlashish yuzalaridagi ilashish kuchi yordamida



2.2-rasm. Ilashish muftasining ishlash jarayoni.

uzatiladi. Gidravlik muftalarda yetakchi va yetaklanuvchi qismlar suyuqlik yordamida, elektromagnitli muftalarda esa magnit maydoni orqali qo'shib ajratiladi.

Friksiyali ilashish muftasining prinsipial sxemasi 2.2-rasmda tasvirlangan. Muftaning yetakchi qismi maxovik, kojux va siquvchi disklardan, yetaklanuvchi qismi esa uzatmalar qutisining birlamchi valiga o'rnatilgan yetaklanuvchi friksiyali disklardan tashkil topgan. Bunda siquvchi disk elastik prujinalar yordamida kojuk bilan tutashtirilgan. Bunga sabab, maxovik bilan tutashtirilgan kojuxning burovchi momenti siquvchi diska o'tkaziladi, ikkinchidan, muftani qo'shib ajratishda siquvchi diskning o'q bo'ylab surilishiga imkon yaratiladi. Bundan tashqari muftani dvigatel tirsakli valiga qo'shib ajratishda boshqarish tizimini qo'llash mumkin bo'ladi.

Mufta disklarini o'zaro bir-biriga siqib, uni qo'shib turish vazifasini siquvchi prujinalar bajaradi, disklarni bir-biridan ajratish uchun esa kojuxga shamirli ravishda o'rnatilgan qo'zg'aluvchan richaglardan foydaniladi. Ushbu richaglar kojux aylanasi bo'ylab joylashgan bo'ladi va u bilan birga aylanib turadi, shuning uchun

ham richaklarga ta'sir etish maqsadida o'q bo'ylab siljuvchi ajratish podshipnigidan foydalaniladi. Ajratish podshipnigi vilka yordamida o'q bo'ylab suriladi. O'z navbatida vilka bo'ylama tortqi orqali qaytaruvchi prujinaga ega bo'lgan boshqarish pedali bilan biriktirilgan.

Agar pedal ta'sirsiz turgan bo'lsa, mufta har doim qo'shilgan hisoblanadi, chunki yetaklanuvchi disklar maxovik va siquvchi disklar orasida prujinalarning siqish kuchi tufayli o'zaro bir-biriga jips qilib siqib qo'yilgan bo'ladi.

Burovchi moment yetakchi qismdan yetaklanuvchi qismga disklar va maxovik yuzalari orasidagi ishqalanish orqali bevosita uzatilib turadi. Kerakli paytda pedal bosilishi bilan mufta ajratiladi, ya'ni ajratish podshipnigi o'q bo'ylab maxovik tomonga suriladi va richaglarni o'z o'qi atrofida aylantirib, siquvchi diskni yetaklanuvchi disklardan uzoqlashtiradi.

Avtomobilni joyidan quzg'atish uchun haydovchi pedalni bosib ilashish muftasini ajratadi va harakatlanish uchun kerak bo'lgan uzatmalar qutisidagi kerakli uzatmani qo'shadi. Avtomobil joyida turgan paytda uzatmani qo'shish orqali muftaning yetaklanuvchi diskasi transmissiyaning vali orqali harakatsiz turgan g'ildiraklar bilan bog'lanadi. Pedal qo'yib yuborilishi bilan aylanib turgan maxovik va siquvchi disk quzg'almasdan turgan yetaklanuvchi disklar bilan birlashadi va ular orasidagi ishqalanish hisobiga yetaklanuvchi diskarga burovchi moment uzatiladi. Agar disklar orasidagi ishqalanish kuchi harakatga qarshilik qiluvchi kuchlardan katta bo'lsa, yetaklanuvchi disk va g'ildaraklar aylana boshlaydilar, natijada avtomobil joyidan qo'zg'alib tezlik ola boshlaydi. [5]

Muftani qo'shish natijasida yetaklanuvchi disklar maxovik va siquvchi disk orasida ishqalanib, sezilarli darajada issiqlik ajralib chiqadi. Bunda yetaklanuvchi diskarning aylanish chastotasi oshib boradi, aksincha maxovikning aylanish chastotasi kamayadi. Dvigatel to'xtab qolmasligi uchun, mufta pedalini asta sekinlik bilan ravon bo'shatish lozim va shu bilan bir paytda yonilg'ini boshqarish pedalini ham bir zayilda bosa borib maxovikning aylanish chastotasini oshirib borish kerak. Muftani ajratish uchun yetaklanuvchi diskning har ikkala tomonidan 0,8–1,0 mm tirqish hosil qilinishi

kifoyadir. Buning uchun boshqaruv pedalining ish yo'li 70–130 mm masofani tashkil etishi kerak. Mufta pedalining to'la yurish yo'li 100–180 mm ni tashkil etib, shundan 30–50 mm erkin yurish yo'li hisoblanadi. Erkin yurish yo'lining miqdori ajratuvchi richaglar bilan ajratish podshipnigi orasidagi kattalik bilan aniqlanadi.

Friksiyali muftalar yetaklanuvchi disklar soniga qarab bir va ko'p diskli bo'lishi mumkin. Friksiyali muftalarni har doim qo'shilgan holatda ushlab turish uchun ba'zan bitta siquvchi prujina, ko'pchilik hollarda esa aylana bo'ylab joylashtirilgan bir nechta prujinalar ishlatiladi.

Friksiyali muftalarning yuritmasi mexanik, gidravlik va elektromagnitli bo'lishi mumkin. Muftani boshqarishni yengillatish maqsadida mexanik (servoprujinali), pnevmatik yoki vakuum kuchaytirgichlar qo'llaniladi.

Gidravlik (gidromufta) ilashish muftalarida yetakchi va yetaklanuvchi qismlarga ega. Yetakchi qismlar past qovushqoq ishchi moy bilan to'ldirilgan hajmni hosil qiladigan nasosli g'ildirak va qopqoqdan iborat. Yetaklanuvchi qism bo'lib turbina g'ildirak hisoblanadi. Nasos va turbina g'ildiraklar tashqi va ichki torlar orasida o'rnatilgan va o'zaro ular bilan ishchi suyuqlik uchun parraklararo kanallar hosil qilgan parraklarga ega. Gidromufta parraklari odatda tekis radial qilib tayyorlanadi. Turbina g'ildirak nasos g'ildirakka juda yaqin joylashgan.

Gidravlik ilashish muftalarida yetakchi va yetaklanuvchi qismlar orasidagi bog'lanish, shu qismlar orasida harakatlanayotgan suyuqlik oqimining bosimi bilan amalga oshiriladi, **elektromagnit** ilashish muftalarida esa magnit maydon yordamida amalga oshiriladi.

Ilashish muftasi quyidagi ko'rsatkichlari bo'yicha turlarga bo'linadi:

- 1) Ish jarayonining xususiyati bo'yicha:
 - doimiy ulangan;
 - doimiy ulanmagan.
- 2) Yetaklovchi va yetaklanuvchi qismlarning bog'lanishi bo'yicha:
 - friksion;

- gidravlik;
- elektromagnit.

3) Siquvchi kuchlarni hosil qilish usuli bo'yicha:

- prujinali (silindrsimon, konussimon, diafragmali)
- elektromagnit;
- markazdan qochma;
- yarim markazdan qochma.

4) Yuritmasi bo'yicha:

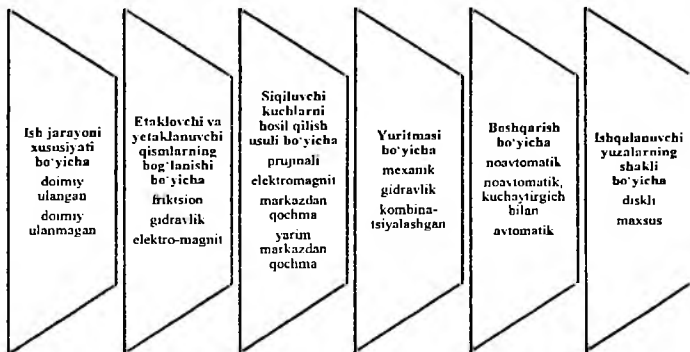
- mexanik;
- gidravlik;
- kombinatsiyalashgan (pnevmomexanik, pnevmogidravlik, elektromexanik, elektrovakuum).

5) Boshqarish bo'yicha:

- noavtomatik;
- noavtomatik, kuchaytirgich bilan;
- avtomatik.

6) Ishqalanuvchi yuzalarning shakli bo'yicha:

- diskli (quruq, moyda);
- maxsus (konusli, lentali va hokazolar).



2.2-§. Ilashish muftasiga qo'yiladigan talablar.

Ilashish muftasi o'z vazifasini to'liq bajarish uchun quyidagi talablarga javob berishi kerak:

- Burovchi momentni dvigateldan transmissiyaga ishonchli o'tkazish;
- Ravon va to'la ulanish;
- Toza ajralish;
- Yetaklanuvchi qismlarning inersiya momentini minimal bo'lishi;
- Ishqalanuvchi yuzalardan issiqlikni yaxshi tarqatish;
- Transmissiyani dinamik yuklanishlardan saqlash;
- Siquvchi kuchlarni bir me'yorda saqlab turish;
- Boshqarish uchun kam jismoniy kuch sarflash;
- Umumiy talablar.

Burovchi momentni dvigateldan transmissiyaga ishonchli o'tkazish. Bu talabni bajarish uchun ilashish muftasini maksimal ishqalanish momenti $M_{im \max}$ dvigatelning maksimal burovchi momentidan $M_{d \max}$ bir muncha katta bo'lishi kerak:

$$M_{im \max} = M_{d \max} \cdot \beta;$$

bu yerda: β – ilashish muftasining zaxira koeffitsiyenti.

$\beta = 1,2 \div 1,75$ – yengil avtomobillar uchun;

$\beta = 1,5 \div 2,2$ – yuk avtomobillari va avtobuslar uchun;

$\beta = 1,8 \div 3,0$ – yuqori o'tag'onlikka ega avtomobillar uchun.

Ilashish muftasining zaxira koeffitsiyenti ichki yonuv dvigateli maksimal burovchi momentga bog'liq holda o'zgaradi (2.1-jadval).

2.1-jadval

Ilashish muftasining zaxira koeffitsiyenti

$M_{e \max}$ H·M	100–250	250–600	700–1800
β	1,75	2,2	2,5

Disklarning o'rtacha radiusi quyidagi formula orqali topiladi:

$$R_c = \frac{R_1 + R_2}{2}$$

bu yerda: R_k – diskarning o'rtacha radiusi, m; R_1 va R_2 mos holda friksion nakladkalarining tashqi va ichki radiusilari, m.

Disklarning tashqi radiusi quyidagi formula yordamida aniqlanadi:

$$R_1 = 5 \cdot 10^{-3} \cdot \sqrt{\frac{10 \cdot M_{\text{emax}}}{A}}$$

bu yerda: M_{emax} – dvigatelning maksimal burovchi momenti, Nm;

A – koeffitsiyent.

2.2-jadval.

Friksion ilashish muftasi diametri

Nakladkalar o'lchami, mm			Dvigatelning burovchi momenti, yuqori qiymati, Nm
Tashqi diametr D_1 , mm	Ichki diametr d_1 , mm	Qalinligi δ , mm	
180	100; 120; 125	2,5; 3,0; 3,5; 4,0; 4,5	88
200	120; 130; 140		142
215	140; 150; 160		186
240	160; 180		235
250	155; 180		201
280	165; 180; 200		255
300	165; 175; 200	3,5; 4,0; 4,5; 6,0	353
325	185; 200; 220		372
340	185; 195; 210	4,0; 4,5; 4,7; 5,0; 6,4,0; 4,5; 4,7; 5,0; 6,0	402 (465)
350	195; 200; 210; 240; 290		441
380	200; 220; 230;		490 (930)
400	220; 240; 280		685 (1080)
420	220; 240; 280	4,0; 4,5; 5,0; 6,0	1080 (1420)

A koeffitsiyenti transport vositasining turiga bog'liq holda tanlanadi:

$A=4,7$ – yengil avtomobillar uchun;

$A=3,6$ – yuk avtomobillari va avtobuslar uchun;

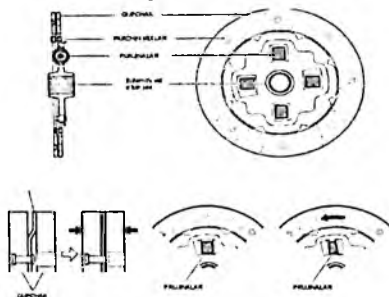
$A=1,9$ – yuqori o'tag'onlikka ega avtomobillar uchun.

Friksion nakladkalar ichki radiusini quyidagicha hisoblaymiz:

$$R_1 = 0,6 \cdot R_2$$

Friksion nakladkalar standart o'lchamlariga mos holda diskarning o'rtacha radiusini hisoblash uchun zarur ma'lumotlar GOST 12238-76 talablaridan olinadi.[7]

Ravon va to'la ulanish. Ushbu talabni bajarish uchun bir qator konstruktiv tadbirlar bajariladi. Avvalo ilashish muftasining ulanish davrini uzaytirish kerak. Shuning uchun yetaklanuvchi disk o'q bo'ylab elastik (eziladigan) etib tayyorlanadi. Yetaklanuvchi diskka parraksimon plastinalar o'rnatilib ularni ustiga nakladkalar



2.3-rasm. Ilashish muftasining yetaklanuvchi disk

qotiriladi. Ilashish muftasi ulanish paytida parrak-simon plastinalar siquvchi kuchlar ta'sirida tekislanadi, shu sababli ulanish davrini uzaytiradi va keskin ulanishning oldini oladi. Ravon ulanishga yetaklanuvchi disk gupchagiga o'rnatilgan aylanma tebranishlarni so'ndirgich ham o'z xissasini qo'shadi.

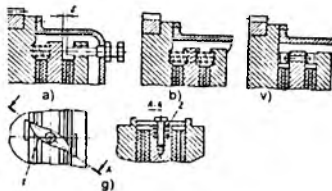
To'la ulanishi uchun ilashish muftasining yuritmasidagi tirqish belgilangandan kichik bo'lmashligi kerak. Agar tirqish kichikroq bo'lib qolsa, pedal qo'yib yuborilganda ham, siquvchi podshipnik ajratuvchi vilkachalarni bosib qolishi mumkin va ular o'z navbatida siquvchi diskni to'liq qo'yib yubormaydilar. Demak ilashish muftasi to'liq ulanmaydi.

Bundan tashqari, ajratuvchi vilkachalarni o'qlari atrofida burilishi to'g'ri tashkil etilgan bo'lishi kerak, chunki ularni harakati aylana bo'ylab bo'ladi, siquvchi diskni surilishi esa to'g'ri chiziqli, ular esa bir-biriga bog'liq. Harakat kinematikolari bir-biriga mos emas.

Toza ajralish. Buning uchun ilashish muftasining yuritmasidagi tirqish belgilangandan katta bo'lmashligi kerak, aks holda, pedal bosilganda uning yo'lining aksariyat qismi tirqishni o'tishga sarflanib, ajratish richagchalar oxirigacha bosilmaydi. Demak siquvchi

disk to'liq tortilmaydi va ilashish muftasi toza ajratilmaydi. Ikki diskli ilashish muftalarida o'rtada joylashtirilgan siquvchi diskni ortga tortish masalasini yechish kerak. 2.4-rasmda shu masalani to'rt xil yechimi keltirilgan.

Yetaklanuvchi qismlarning inersiya momentini minimal bo'lishi. Inersiya momenti $J = mR^2$ teng, shuning uchun yetaklanuvchi qismlarning massasi va o'lchamlari kichik bo'lishi kerak;



2.4-rasm. Ilashish muftasining toza ajralishini ta'minlovchi qurilmalar.

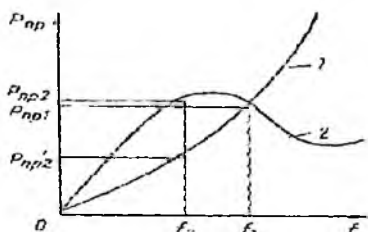
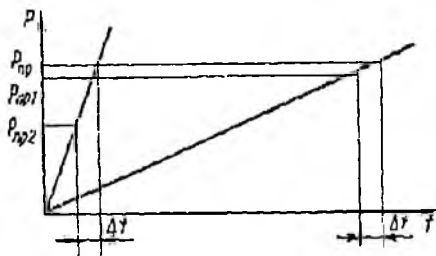
Ishqalanuvchi yuzalardan issiqlikni yaxshi tarqatish. Yetaklanuvchi disk nakladkalarining ustida radius bo'ylab ariqchalar mavjud. Yetaklanuvchi disk aylanganda, bu ariqchalardan havo oqimi markazdan qochma kuch ta'sirida chetga qarab harakatlanadi va yuzalarni sovutib o'tadi. Bundan tashqari, ish jarayonida ishqalanish natijasida hosil bo'ladigan qirindi zarralari ariqchalarga tushib markazdan qochma kuchlar bilan chiqazib tashlanadi.

Ilashish muftasining detallari issiqlikni yaxshi tarqata olishi kerak. Shu sababli ilashish muftasini korzinasini parraksimon, ko'p teshikcha va qirqimlar bilan tayyorlanadi. Aylanish paytida u shamollatgichday ishlaydi.

Transmissiyani dinamik yuklanishlardan saqlash. Transmissiyada dinamik yuklanishlar ilashish muftasini keskin ulanishidan, yetakchi g'ildiraklarni yo'l notekisliklariga urilishi, dvigatelni ravon ishlamasligi va h.k. sabablarga ko'ra hosil bo'lishi mumkin. Bunday yuklanishlarni oshishi transmissiya detallarini sinishiga olib keladi. Buning oldini olish uchun ilashish muftasining zaxira koeffitsiyentini to'g'ri tanlash va ilashish muftasining yuqori tezlikda ulanishini oldini olish kerak.

Siquvchi kuchlarni bir me'yorda saqlab turish. Ilashish muftasi prujinalarini siqish kuchini o'zgarishini oldini olish juda katta ahamiyatga ega. Chunki mufta ish jarayonining ko'rsatkichlari shunga bog'liq. Buning yo'llari quyidagicha:

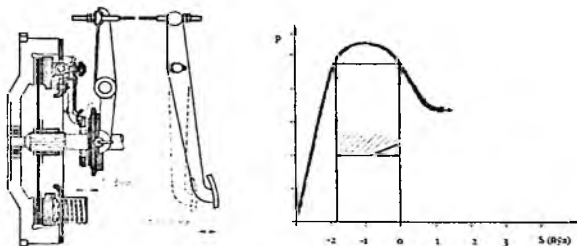
- ekspluatatsiyada siqish kuchini sozlash mumkin bo'lgan konstruksiyani qo'llash;
- siquvchi prujinalar bikrligini kamaytirish;
- diafragmali prujina o'rnatilgan ilashish muftalaridan foydalanish.



2.5-rasm. Siquvchi prujinalarning elastiklik xarakteristikalar.

Boshqarish uchun kam jismoniy kuch sarflash. Buning uchun yuritma elementlarining uzatishlar soni iloji boricha katta qilib tayyorlanadi va yuritmada kuchaytirgichlar ishlatiladi.

Umumiy talablar. Ilashish muftasi o'lcham va massasi kichik bo'lishi, tuzilishi va texnik xizmat ko'rsatish sodda, shovqinsiz, ta'mirlashga layoqatli bo'lishi va boshqalar. Bundan tashqari ilashish muftasiga qo'yiladigan ishonchlilik talablari, tizimning ishonchli bo'lishi, chidamliligi, ta'mirga moyillik ko'rsatkichlari hamda saqlanuvchanlik ko'rsatkichlari ham kiradi.

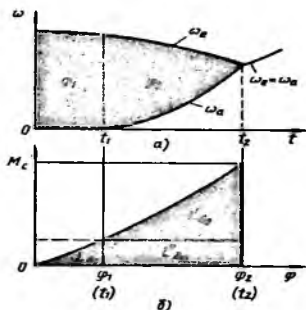


2.6-rasm. Ilashish muftasi yuritmasidagi prujinali kuchaytirgich

2.3-§. Friksion ilashish muftasining ish jarayoni

Avtomobil joyidan qo'zg'alayotganda dvigatelning quvvati avtomobilni tezlatish va tashqi qarshilik kuchlarini yengish uchun, shuningdek ilashish muftasida shataksirash uchun sarf bo'ladi:

$$N_e = N_n + N_o;$$



2.7-rasm. Avtomobilning joyidan qo'zg'alayotgandagi ilashmaning shataksirash grafigi.

Demak dvigatelning ishini foydali ishga va shataksirash ishiga bo'lish mumkin:

$$L_e = L_n + L_o;$$

Avtomobil joyidan qo'zg'alayotganda ilashish mexanizmining ish jarayoni bilan tanishib chiqamiz:

Ilashish muftasi qo'shilayotganda dvigatel tirsakli valining burchak tezligi haydovchi tomonidan boshqariladi va u ko'payishi, kamayishi yoki o'zgarmas bo'lishi mumkin.

Tajribali haydovchilar ω_e ni o'zgartirmaslikka harakat qilishadi.

Ilashish muftasida yetaklanuvchi valning burchak tezligi 0 dan (t_1) $\omega_e = \omega_e$ gacha (t_2) o'zgarishi mumkin. Dvigatelning ishini ikkita bosqichga bo'lishimiz mumkin: $L_i = L_I + L_{II}$

1-bosqich – ilashish muftasi qo'shilgandan avtomobil joyidan qo'zg'alguncha davrdagi dvigatel ishi ($0 \div t_1$).

2-bosqich – avtomobil joyidan qo'zg'algandan shataksirash tugaguncha davrdagi dvigatel ishi ($t_1 - t_2$).

$0 \div t_2$ bo'lgan davrda ilashish muftasi shataksiraydi. Shuning uchun har bir bosqichdagi dvigatel ishining bir qismi shataksirashga sarf bo'ladi:

$$L_{\sigma} = L_{\sigma I} + L_{\sigma II}$$

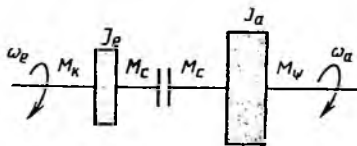
Ilashish muftasining shataksirash ishi grafikda ilashish mexanizmi uzatayotgan moment (M_e) va shataksirash burchagi (φ) bog'liqligida berilgan.

$L_{\sigma I}$ – avtomobil joyidan qo'zg'alguncha bo'lgan shataksirash ishi

$L_{\sigma II}^I$ –avtomobil tezlanishidagi shataksirash ishi

$L_{\sigma II}^{II}$ –tashqi qarshiliklarni yengishdagi shataksirash ishi

Ilashish muftasining shataksirashdagi ishini tahlil qilish va baholash uchun avtomobilning ikki massali modelidan foydalanamiz:



2.8-rasm. Ikki massali avtomobil modeli.

bu yerda: J_e - dvigatel aylanuvchi qismlarning va ilashish mexanizmi yetaklovchi detallarining inersiya momenti;

J_a - ilashish muftasi valiga keltirilgan avtomobilning inersiya momenti;

M_v - avtomobil harakatiga qarshilik momenti;

M_k - dvigatelning burovchi momenti;

M_c - ilashish muftasi uzatayotgan moment.

Keltirilgan inersiya momenti quyidagicha aniqlanadi:

$$J_a = \frac{\delta \cdot M \cdot r_k^2}{U_{tr}^2}$$

bu yerda: r_k - g'ildirakning g'ildirash radiusi;

M - avtomobil massasi;

δ - avtomobilning aylanuvchi qismlarini hisobga oladigan koeffitsiyent.

U_{tr} - transmissiyaning uzatishlar soni;

Ikki massali modeldagi massalarning harakatini differensial tenglamalar orqali ifodalash mumkin:

$$J_e \frac{dw_e}{dt} = M_k - M_c$$

$$J_a \frac{dw_a}{dt} = M_c - M_v$$

U holda:

$$L_e = \int_0^{t_2} M_c w_e dt$$

$$L_{no.1} = \int_0^{t_2} M_c w_a dt$$

Ilashish muftasining shataksirashdagi ishi:

$$L_\delta = L_e - L_{no.1} = \int_0^{t_2} M_c (w_e - w_a) dt = \int_0^{\varphi_2} M_c d\varphi;$$

Ilashish muftasini va uning yuritmasini tanlash usullari

Ilashish muftasi loyihalalayotganda, uning qanday avtomobilda ishlashi va unga qo'yiladigan talablarni bajarilishini hisobga olgan

holda sxemasi va konstruktiv yechimlari tanlanadi, asosiy tavsiflari tahlil etiladi va ularni konstruksiyalash o'tkaziladi (A1 farimat qog'ozda masshtabda chiziladi), so'ngra tekshiruv (mustahkamlikga, chidamlilikka, qizishga va h.k.) hisoblari o'tkaziladi. Loyihalovchi avvalo mavjud konstruksiyalari tahlil etib ularning konstruktiv, ekspluatatsion, ishlab chiqarish afzalliklarini va kamchiliklarini baholaydi. Konstruksiyani maqbulligini, ishlab chiqarishga mosligini va boshqa loyihalangan va mavjud konstruksiyalar bilan uyg'unlashganligini hisobga oladi.[8]

2.4-§. Ilashish muftasidagi yuklanishlar

Ilashish muftasini hisoblashga birinchi hisoblash rejimi, ya'ni dvigatelning eng katta burovchi momenti $M_{e \max}$ asos qilib olinadi. Yetaklanuvchi diskning tashqi diametri D quyidagicha aniqlanadi:

$$D = 10 \cdot \sqrt{\frac{M_{e \max} \cdot 10}{k}}$$

bu yerda: k - ilashish muftasiining ekspluatatsiyada yuklanganligini ko'rsatuvchi koeffitsiyent, yuk avtomobillari uchun $k = 3,6 \dots 4,0$;

Yetaklovchi diskni yetaklanuvchi diskka siquvchi prujinalarning umumiy kuchi P_{Σ} quyidagicha aniqlanadi:

$$P_{\Sigma} = \frac{M_{e \max} \cdot \beta}{R_{cp} \cdot \mu \cdot i}$$

bu yerda: β - zaxira koeffitsiyenti ($\beta = 1,2 \dots 2,5$);

i - ishqalanuvchi yuzalar soni;

μ - ishqalanish koeffitsiyenti.

Disk qoplamasining tashqi diametri yetaklanuvchi disk diametri D ga teng, ichki diametri d esa quyidagicha aniqlanadi:

$$d = 0,6 \cdot D$$

Ilashish muftasi o'lchamlarining to'g'ri tanlanganligi friksion qoplamalarga tushgan solishtirma bosim, prujinalarning kuchlanishi, shataksirash ishi va h.k. hisoblar bilan tekshiriladi.

Friksion qoplamalardagi solishtirma bosimni aniqlash.

Yetaklanuvchi diskning friksion qoplamasiga tushgan solishtirma bosim quyidagicha aniqlanadi:

$$P_o = \frac{P_{\Sigma}}{F} = \frac{4 P_{\Sigma}}{\pi (D^2 - d^2)} \leq [P_o]$$

bu yerda: P_{Σ} – jami siquvchi prujinalarning kuchi, N.

F – disk qoplamalarining yuzasi, sm^2 ;

$[P_o]$ – ruxsat etilgan solishtirma bosim MPa.

Ruxsat etilgan solishtirma bosim P_o asbest asosida qoplama uchun $[P_o] = 0,15 \dots 0,25$ MPa, metallokeramik qoplama uchun $[P_o] = 1,1 \dots 3,0$.

Siquvchi prujinalarni hisoblash.

Silindrsimon siquvchi prujinalar. Bitta siquvchi prujina hosil qiladigan kuch P'_{np} quyidagicha aniqlanadi:

$$P'_{np} = \frac{P_{\Sigma}}{Z}$$

Prujinalarning kuchi bilan uning ezilishi o'zaro bog'liq:

$$P'_{np} = \frac{f_{np} \cdot G \cdot d_{np}^4}{8 \cdot n_{pa} \cdot D_{np}^3}$$

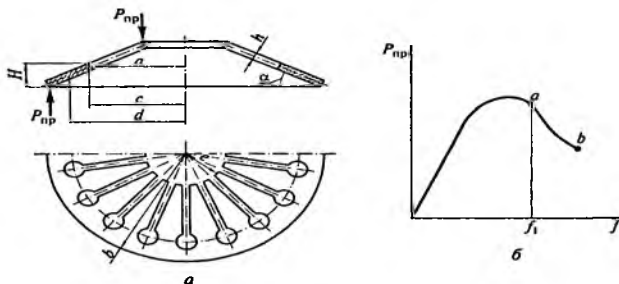
bu yerda: f_{np} – prujinaning ezilishi, mm .

$G = (8 \div 9) \cdot 10^4$ MPa - elastiklik moduli.

d_{np} – prujina simining diametri, mm

D_{np} – prujina o'ramining diametri, mm

Diafragmasimon siquvchi prujina. Ular ilashish muftasining konstruksiyasini ancha soddalashtiradi (detallar soni qisqaradi, gabarit o'lchamlari kichrayadi va massasi kamayadi) chunki diafragmasimon prujina bir paytda siquvchi prujina va ajratish vilkalarining vazifasini bajaradi. Prujina siqish kuchini siquvchi diskka bir tekis taqsimlaydi, bargchalarining bikrligi esa ilashish muftasini ravon qo'shilishiga yordam beradi. Bundan tashqari, ekspluatatsiya davomida diafragmasimon prujinaning siquvchi kuchi deyarli o'zgarmaydi.



2.9-rasm. Diafragmasimon prujina (a) va uning bikrlilik tavsifi (b): a, b, s, d, e, h - prujinani hisoblash uchun o'lchamlar.

Diafragmasimon prujinaning bikrlilik kuchi P_{np} bilan deformatsiya f sini bog'liqligi quyidagi formula yordamida ifodalanadi:

$$P_{np} = \frac{\pi \cdot E' \cdot h}{6(b-c)^2} \cdot f_{np} \cdot \ln \frac{b}{a} \left[\left(H - f_{np} \frac{b-a}{b-c} \right) \left(H - \frac{f_{np}}{2} \cdot \frac{b-a}{b-c} \right) + h^2 \right]$$

$$E' = \frac{E}{1 - \mu^2}$$

bu yerda: E - birinchi darajali bikrlilik moduli; $E = (2,0 \dots 2,1) \cdot 10^5 \text{ MПа}$

$\mu = 0,25$ - Puasson koeffitsiyenti;

h - prujina qalinligi; $h = 2 \dots 2,5$ mm yengil avtomobillar uchun;
 $h = 3 \dots 3,5$ mm yuk avtomobili uchun;

a, b, c - diafragmasimon prujinaning o'lchamlari;

f - prujinani ezilishi;

H - prujina yahlit qismining balandligi.

Keltirilgan formuladan foydalanib diafragmasimon prujina-sining bikrlilik tavsifi hisoblanishi va qurilishi mumkin.

Prujinani siqish uchun sarflanadigan kuch: $P_{sur} = P_{np} \cdot \frac{b-c}{c-e}$

Prujinaning ezilishi: $f_{np} = (c-e) \cdot \Delta\alpha + \frac{P_{sur}}{c_s}$

bu yerda: $\Delta\alpha$ - burchak surilishi;

c_s - prujina barglarining bikrligi.

Eng katta kuchlanish prujinaning ichki tomonida (barglarning tagida) ilashish muftasi ajralganda hosil bo'lad, shu paytda prujina ezilib bir tekislikda yotadi. Ayni shu paytda yig'indi kuchlanish ta'sir etadi:

$$\sigma_{\text{сшв}} = \sigma_p + \sigma_{\text{шв}}$$

$$\sigma_p = \frac{E}{1-\mu^2} \cdot \frac{(d-a) \cdot \alpha^2 - h \cdot \alpha}{2a}$$

– cho'zilishdan kuchlanish:

$$\sigma_{\text{шв}} = \frac{P_{\text{шв}} \cdot (a-e)}{n_s \cdot W_s}$$

bu yerda: $\alpha = 10 \div 12^\circ$ – erkin holatda prujinaning buralish burchagi;

n_s – prujina barglarining soni;

W_s – xavfli qirqimning egilishga qarshilik momenti.

$$W_s = \frac{b^2 \cdot h}{6}$$

Turli prujinalar uchun yuqori uglerodli po'latlar 65G, 85G, 60S₂ ishlatiladi, ulardagi ruxsat etilgan kuchlanish $[\tau] = 700 \dots 800$ MPa.

Diafragmasimon prujinani tavsifi 2.9b-rasmda keltirilgan. Tavsifda a nuqta (egilish f_1) ilashish muftasi ulangan, b nuqta ilashish muftasi ajratilgan holatiga to'g'ri keladi. Ko'rinib turibdiki diafragmasimon prujina ishlatilganda ilashish muftasini ajratilgan holatda ushlab turish uchun pedalga qo'yiladigan kuch kamayadi.

Ilashish muftasining shataksirash ishini va qizishini hisoblash

Ilashish muftasining shataksirash ishi emperik formula yordamida hisoblanadi:

$$L_{\text{ш}} = \frac{M_{\text{сшв}} \cdot J_{\text{ш}} \cdot \omega_{\text{ш}} \cdot b}{0,66 \cdot (M_{\text{сшв}} - M_{\text{ш}})}$$

bu yerda: b – tenglama koeffitsiyenti, dizel dvigateli uchun $b = 0,72$;

$\omega_{\text{ш}}$ – avtomobil qo'zg'alayotgandagi tirsakli valning burchak tezligi

$$\omega_{\text{ш}} = 0,75 \cdot \omega_N$$

$J_{\text{ш}}$ – ilashish muftasi valiga keltirilgan avtopoezdning inersiya momenti

$$J_{\text{ш}} = 1,05 \cdot \frac{M_{\text{ш}} \cdot g \cdot r_k^2}{U_{\text{ш}}^2 \cdot U_{\text{сш}}^2}$$

bu yerda: U_{uq} , U_{av} – uzatmalar qutisi va asosiy uzatmalarning uzatishlar soni.

r_k – g'ildirakning g'ildirash radiusi,

M_a – avtomobilning to'la massasi,

Ilashish muftasi valiga keltirilgan avtomobilning harakatlantirishga qarshilik momenti:

$$M_{\psi} = \frac{G_a \cdot \psi \cdot r_k \cdot \eta_{mp}}{U_{av} \cdot U_{m}}$$

bu yerda: ψ – yo'lining jami qarshilik koeffitsiyenti.

Yeyilishga chidamlilikni aniqlashga imkon beruvchi solishtirma shataksirash ishi quyidagicha aniqlanadi:

$$L_{sho} = \frac{L_g}{F} = \frac{L_g}{\pi(R^2 - r^2) \cdot 4}$$

bu yerda: F – friksion qoplamalarning umumiy yuzasi. Yuk avtomobillari uchun $[L_{sho}] = 15 \dots 120 \frac{\text{N}\cdot\text{m}}{\text{cm}^2}$

Shataksirash ilashish muftasini qizishiga olib keladi. Natijada ishqalanish koeffitsiyenti kamayadi, bu esa ilashish muftasining ishlash samardorligini pasaytiradi. Avtomobilni qo'zg'alishda ilashish muftasi bir marta qo'shilganda atrof-muhitga issiqlik tarqatishini hisobga olgandagi qizish quyidagicha hisoblanadi:

$$t^0 = \frac{\lambda \cdot L_g}{C_g \cdot m_g} [^{\circ}\text{C}] = 10 \dots 15^{\circ}\text{C}$$

bu yerda: ikki diskli ilashish muftalari uchun $\lambda = 0,25$.

C_g – cho'yanning issiqlik sig'imi, $C_g = 482 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$.

Burama tebranishlarni so'ndirgichlar.

Avtomobilni tezligi keskin o'zgarganda (ilashish muftasini ajratmagan holda jadal tormozlanish, dvigatel katta aylanishlar sonida ishlaganda ilashish muftasini birdan qo'shish va h.k.) dinamik yuklanishlar yuzaga keladi. Burama tebranishlarni so'ndirgich dinamik yuklanish natijasida kuch uzatmasi elementlarida yuzaga keladigan kuchlanishlarni kamaytiradi.

Ilashish mufta konstruksiyasida burama tebranishlarni so'ndirgichning qo'llanilishi transmissiya agregatlarining xizmat mudдатini uzaytiradi, ishlash sharoitini yaxshilaydi, hamda transport vositasida yurish qulayligini oshiradi. Yuqoridagilarga so'ndir-

gichda hosil qiladigan ishqalanish evaziga transmissiyadagi tebranishlar amplitudasining kamayishi hisobiga erishiladi.

Burama tebranishlarni so'ndirgich bajarilgan konstruksiyalar bo'yicha ma'lumotlar asosida keyinchalik avtomobilda ishlash samaradorligini tekshirish bilan tanlanadi.

Burama tebranishlarni so'ndirgich ilashish muftasining yetaklanuvchi diskini uning gupchagi bilan bog'lab turuvchi elastik muftadan iborat.

agar $D=250..280 \text{ mm}$ bo'lsa $z_g=6..8$ va $r_g=62..67 \text{ mm}$;

agar $D=280..310 \text{ mm}$, $z_g=8..10$ va $r_g=67..79 \text{ mm}$,

agar $D=310..330 \text{ mm}$ bo'lsa, unda $z_g=10$ va $r_g=81 \text{ mm}$.

bu yerda: D – ilashish muftasi yetaklovchi diskining diametri

z_g – burama tebranishlarni so'ndirgich prujinalarining soni;

r_g – so'ndirgich prujinalariga qo'yilgan kuch radiusi.

Burama tebranishlarni so'ndirgichning ishqalanish momenti

$$M_{t,g} = 20..100 \text{ Nm yoki } M_{t,g} = (0,6..0,17) \cdot M_{r,\max}$$

Uzatilayotgan burovchi moment, moment $M_{t,g}$ dan katta bo'lganda va uning elastiklik xususiyatiga bog'liq bo'lganda so'ndirgichning prujinasi ishlay boshlaydi. So'ndiruvchi prujinaning bittasini siquvchi kuchi:

$$P_{np}^i = \frac{(1,2..1,3) M_{r,\max} \cdot \beta}{r_g \cdot z_g}$$

Burama tebranishlarni so'ndirgich prujinasida yuzaga keladigan buralishdagi kuchlanish quyidagicha aniqlanadi:

$$\tau = \frac{8 \cdot P_{np}^i \cdot D_{np}}{\pi \cdot d_{np}^3} \cdot \nu, \quad [\tau] = 700..900 \text{ MPa}.$$

$$\nu = \frac{4c-1}{4c-4} + \frac{0,615}{c}; \quad c = \frac{D_{np}}{d_{np}}$$

2.5-§. Ilashish muftasi detallarini mustahkamlikka hisoblash

1) Siquvchi prujinani hisoblash. Ilashish muftasini ajratganda bitta siquvchi prujinaga ta'sir etuvchi kuch

$$P_{np}^i = \frac{E \cdot P_{np}}{\varphi}$$

bu yerda: E – prujinani yig'ish vaqtida dastlabki siqilishni hisobga oluvchi koeffitsiyent $E=1,2$.

φ – prujinaga notekis yuklamani hisobga olish koeffitsiyenti.
 $\varphi=0,85$.

Ilashish muftasini ajratish vaqtida prujinani buralishdagi kuchlanishi $\tau_{\max}$ quyidagicha aniqlanadi:

$$\tau_{\max} = \frac{8 \cdot P'_{np} \cdot D_{np}}{\pi \cdot d_{np}^3} ; [\tau] = 700 \dots 900 \text{ MPa}.$$

Ilashish muftasi ajralish vaqtidagi prujinaning ezilishi f_{np} .

$$f_{np} = \frac{8 \cdot n_p \cdot P'_{np} \cdot D_{np}^3}{d_{np}^4 \cdot G}$$

bu yerda: G – ikkinchi toifa elastiklik moduli. $G=80000 \text{ MPa}$.

Prujinaning vertikal bikrligini quyidagicha aniqlash mumkin:

$$C_{np} = \frac{P'_{np}}{f_{np}}$$

Prujinalar doira bo'yicha joylashganda $C_{np} = 65 \dots 100 \text{ N/mm}$, markaziy joylashgan prujinalar uchun $C_{np} = 50 \dots 65 \text{ N/mm}$.

2) **Ilashish muftasining shlitsali valini hisoblash.** Shlitsaga ta'sir etuvchi aylanma kuch quyidagicha aniqlanadi:

$$P_m = \frac{4 \cdot M_{\max} \cdot \beta}{d_n + d_h}$$

bu yerda: d_n – shlitsaning tashqi diametri, m .

d_h – shlitsaning ichki diametri, m .

Shlitsasining ichki diametri bo'yicha buralishdagi kuchlanishi quyidagicha aniqlanadi:

$$\tau = \frac{M_{\max} \cdot \beta \cdot d_i}{2J_p} \quad [\tau] = 250 \text{ MPa} ;$$

bu yerda: J_p – valning polyar inersiya momenti, sm^4 . $J_p = \frac{\pi \cdot d_h^4}{32}$

Shlitsaning ezilishdagi kuchlanishi quyidagicha aniqlanadi:

$$\sigma_{\text{sh}} = \frac{2P_m}{t \cdot f_s (d_{nl} - d_{hh}) \cdot K} \quad [\sigma_{\text{sh}}] = 10 \dots 28 \text{ MPa}$$

Shlitsaning qirqilishdagi kuchlanishi quyidagicha aniqlanadi:

$$\tau_{\text{qr}} = \frac{P_m}{t \cdot f_s \cdot h \cdot K} \quad [\tau_{\text{qr}}] = 5 \dots 15 \text{ MPa}$$

bu yerda: t – shlitsalar soni;

f_s – shlitsaning uzunligi, sm;

K – shlitsaning kirishish aniqligi koeffitsiyenti, $K = 0,75$.

h – shlitsaning eni, sm.

3) Yetaklanuvchi disk friksion qoplamalarining chidamliligini hisoblash. Ilashish muftasini ishlashi jarayonida friksion qoplamalar tez yeyiladi. Ilashish muftasini bir marta qo'shgandagi friksion qoplamaning yeyilishi quyidagicha aniqlanadi.

$$V = J \cdot S,$$

bu yerda: s – ilashish muftasini bir marta qo'shgandagi ishqalanish yo'li.

Ilashish muftasi bir marta qo'shilganda maxovik yetaklanuvchi diskka nisbatan shataksirab 4–6 marta aylanadi. Unda:

$$S_i = (4...6) \cdot S_i' = (4...6) \cdot 2 \cdot \pi \cdot R_p$$

bu yerda: s_i' – tirsakli val bir marta aylangandagi ishqalanish yo'li, m.

J – yeyilish surati, $J = 8 \cdot 10^{-7} \dots 4 \cdot 10^{-10} \text{ m}$

Serqatnov shahar sharoitida 100 km yo'l uchun friksion qoplamalarning yeyilishini X (m) aniqlaymiz. Bunda ilashish muftasi o'rtacha 500 marta qo'shilib ajratiladi. U holda:

$$X = V \cdot 500 \text{ m}$$

Umumiy chidamlilik Y (km) quyidagicha aniqlanadi:

$$Y = \frac{\delta \cdot 100}{X}$$

bu yerda: δ – friksion qoplamaning qalinligi.

Ilashish muftasi yuritmasining hisobi.

Yuritmaning umumiy uzatishlar soni U_{um} quyidagicha aniqlanadi:

$$U_{\text{um}} = U_{\text{ayr}} \cdot U_{\text{pav}}, \quad [U_{\text{um}}] = 25...50$$

bu yerda: U_{ayr} – yuritmaning uzatishlar soni;

U_{pav} – ilashish muftasini ajratish richagini uzatishlar soni;

Gidravlik yuritma uchun (2.13-rasm):

$$U_{\text{ayr}} = \frac{A}{H} \cdot \frac{C}{D} \cdot \frac{d_1^2}{d_2^2}; \quad U_{\text{pav}} = \frac{E}{F};$$

bu yerda: d_1 va d_2 – tegishli ravishda, asosiy va ishchi silindrlarni porshenlarining diametrlari.

A, H, C, D, E, F – masofalar, mm.

Ajratish muftasi podshipnigi va ajratish richaglari orasidagi tirqish $l = 2 \dots 3$ mm.

Pedalni umumiy yurish yo'li quyidagicha aniqlanadi.

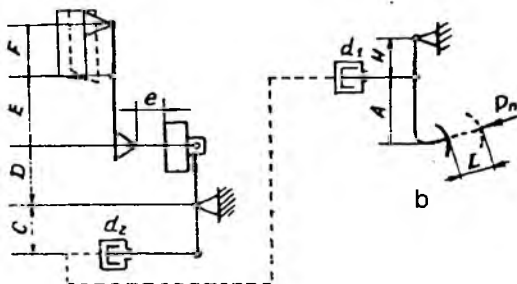
$$Z = (l \cdot U_{\text{pus}} + l) \cdot U_{\text{yur}} = (2,5 \cdot 2,5 + 2,5) \cdot 13,3 = 116,5 \text{ mm}$$

Yuk avtomobillari uchun $Z \leq 180$ mm pedalni salt yurish yo'li 25...40 mm.

P_n – pedalga ta'sir etuvchi kuch N.

$$P_n = \frac{1,2 \cdot P_{\Sigma}}{U_{yur} \cdot \eta} = \frac{1,2 \cdot 12700}{33,25 \cdot 0,85} = 53,92 \text{ H}$$

bu yerda: η – yuritmaning F.I.K.i Gidravlik yuritma uchun $\eta = 0,8 \dots 0,9$.



2.13-rasm. Ilashish muftasi gidravlik yuritmasining sxemasi.

GOST 21398-75 bo'yicha ilashish muftasi pedaliga ta'sir etayotgan kuchning miqdori kuchaytirgich mavjud bo'lsa 50 N, kuchaytirgichsiz esa 250 N dan ortmasligi kerak.

Nazorat savollari:

1. Mexanik transmissiyalar va ularning qo'llanilishi.
2. Ilashish muftasining tasnifi va qo'llanilishi.
3. Ilashish muftalariga qo'yiladigan talablar.
4. Ilashish muftasining friksion momenti. Uni hisoblash formulasi.

5. Burovchi momentni dvigateldan transmissiyaga ishonchli o'tkazishni ta'minlash.

6. Friksion ilashish muftasining ravon va to'la ulanishini ta'minlash.

7. Friksion ilashish muftasining toza ajralishni ta'minlash.

8. Friksion ilashish muftasida issiqlikni yaxshi tarqatish.

9. Friksion ilashish muftasida siquvchi kuchlarni bir me'yorda saqlab turish.

10. Friksion ilashish muftasida boshqarish uchun kam jismoniy kuch sarflash.

11. Friksion ilashish mexanizmining ish jarayoni.

12. Ilashish muftasida o'rta siquvchi diskni neytral holatiga qaytarish.

13. Ilashish muftasidagi silindrsimon siquvchi prujinalarni hisoblash.

14. Ilashish muftasidagi diafragmasimon siquvchi prujinalarni hisoblash.

15. Ilashish muftasining shataksirash ishini hisoblash.

16. Ilashish muftasining qizishini hisoblash.

17. Ilashish muftasi mexanik yuritmasining sxemasi.

18. Ilashish muftasi gidravlik yuritmasining sxemasi.

19. Ilashish muftasi yuritmasining hisobi.

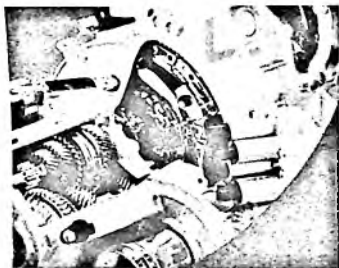
20. Ilashish muftasi yuritmasidagi kuchaytirgichlar.

3-BOB. UZATMALAR QUTILARI

Tayanch iboralar: uzatmalar qutisi, pog'onali, pog'onasiz, kombinatsiyalashgan, shistenya, sinxranizator, mexanik, gidravlik, elektrik uzatmalar qutisi.

3.1-§. Uzatmalar qutisining vazifasi va tasnifi

Uzatmalar qutisi uzatmalar sonini oshirish yoki kamaytirish



3.1-rasm. Uzatmalar qutisi

hisobiga avtomobilning yetakchi g'ildiraklaridagi tortish kuchini va harakatlanish tezligini o'zgartirish uchun xizmat qiladi. Bundan tashqari uzatmalar qutisi avtomobilning orqaga yurishini hamda u to'xtab turgan paytda dvigatel ishlab turgan holda yoki sal yurish paytida dvigatel tirsakli valini yetakchi g'ildiraklardan uzoq muddatga ajratib turishni ta'minlaydi. [5]

Uzatmalar qutisining tasnifi:

1) Uzatishlar sonini o'zgartirish bo'yicha:

- pog'onali (*eng keng tarqalgan*);
- pog'onasiz;
- kombinatsiyalashgan.

2) Konstruktiv sxemasi bo'yicha:

- o'qlari qo'zg'aluvchi valli (*planetar reduktorlar*);
- o'qlari qo'zg'almas valli (*ikki, uch va ko'p valli*).

3) Pog'onalar soni bo'yicha:

- uch pog'onali;
- to'rt pog'onali;
- besh pog'onali;
- ko'p pog'onali.

4) Shesternyalarning turi bo'yicha:

- to'g'ri tishli;
- qiya tishli;

- *shevron tishli;*
 - *aralash tishli.*
- 5) Pog'onalarni almashtirish usullari bo'yicha:
- *karetkalar yordamida;*
 - *yengil qo'shiladigan mufta yordamida;*
 - *sinxronizator yordamida.*
- 6) Boshqarish usuli bo'yicha:
- *to'g'ridan-to'g'ri uzatmalar qutisini boshqarish;*
 - *masofadan turib boshqarish;*
 - *yarim avtomat;*
 - *avtomat.*
- 7) Yetaklovchi va yetaklanuvchi qismlarning o'zaro bog'liqligi bo'yicha:
- *mexanik;*
 - *gidravlik;*
 - *elektrik;*
 - *kombinatsiyalashgan.*

Uzatmalar qutisiga qo'yiladigan talablar va ularning qondirilishi.

1. Avtomobilning optimal tortish va tejamkorlik xususiyatlarini dvigatelning berilgan tashqi tezlik xarakteristikasi uchun ta'minlash;

2. Ishlaganda va pog'onalarni almashtirayotganda shovqinsiz ishlash;

3. Yengil boshqarish;

4. Yuqori FIK;

5. Umumiy talablar.

Avtomobilning optimal tortish va tejamkorlik xususiyatlarini dvigatelning berilgan tashqi tezlik xarakteristikasi uchun ta'minlash. Bu talabini bajarilishini baholash uchun bir nechta parametrlardan foydalaniladi:

Uzatishlar sonining diapazoni - quyi pog'ona uzatish sonining yuqori pog'ona uzatish soniga nisbati orqali aniqlanadi. Avtomobil qanchalik og'ir ekspluatatsiya sharoitiga mo'ljallangan bo'lsa, shunchalik diapazoni katta bo'ladi. Zamonaviy avtomobil uchun

diapazon: yengil avtomobillar uchun 3–5, yuk avtomobillari va avtobuslar uchun 5–8, katta yuk ko'taruvchi va o'tag'on avtomobillar uchun 10–20 bo'ladi.

Pog'onalar soni. Bugungi kunda 4–5 pog'onali uzatmalar qutisi ko'proq ishlatiladi. Katta yuk ko'taruvchi va o'tag'on avtomobillarda 6–16 pog'onali uzatmalar qutisi o'rnatiladi. Pog'onalar sonini ko'paytirish dvigatel quvvatidan unumli foydalanish darajasini, yonilg'i tejamkorligini, o'rtacha harakat tezligini optimallashtiradi, natijada avtomobilning samaradorligini oshiradi, yuk tashish tannarxini pasaytiradi. Lekin, pog'onalar sonini ko'paytirish konstruksiyani murakkablashtiradi va og'irlashtiradi, o'lchamlarni, narxini oshiradi, boshqarishni qiyinlashtiradi. Qo'l bilan oddiy mexanik boshqarishda tez va hatosiz pog'onalarni o'zgartirish beshinchi pog'onadan oshganda qiyinlashadi, shuning uchun pog'onalar soni oltita va undan ko'proq bo'lganda murakkab maxsus boshqarish yuritmasi, yoki mustaqil yuritмага ega bo'lgan va ma'lum sharoitlarda ishlatiladigan qo'shimcha uzatmalar qutisi o'rnatiladi.

Pog'onalar sonining zichligi - qo'shni pog'onalar uzatish sonlarining nisbati orqali aniqlanadi. Zamonaviy avtomobillar uzatmalar qutisining pog'onalari zichligi 1,1–1,5 atrofida bajariladi. Uzatmalar qutisi pog'onalarining zichligi yuqori bo'lishi sinxronizatorning ishlashini yengillashtirib, ishlash muddatini oshiradi.

Bir qator yengil va yuk avtomobillarida uzatish soni 0,7–0,8 bo'lgan tezlatgich pog'onalar mavjud. Bunday pog'onalar dvigatelning quvvatidan to'liqroq foydalanish va uning aylanishlar sonini kamaytirish imkonini beradi, bu esa dvigatelning yeyilishini kamaytiradi va yonilg'i tejamkorligini oshiradi. Lekin tezlatgich pog'onalarda foydali ish koeffitsiyenti to'g'ri uzatmadagidan ko'ra pastroq.

Avtomobilning tortish-tezlik va yonilg'i tejamkorlik xususiyatlari uzatmalar qutisining uzatishlar soni bilan qanday bog'liqligini aniqlaymiz. Agar dvigatelni quvvatini va aylanish chastotasini o'zgarmas deb qabul qilsak: $N_d = const$; $n_k = const$.

Demak, $N_k = N_d \cdot \eta_n = const$; Unda
 $N_k = P_k \cdot V_d = const$;

Yetakchi g'ildiraklarga yetib
 kelgan quvvat:

$$N_k = \frac{M_d \cdot U_{uz} \cdot U_{av} \cdot \eta_n \cdot V_d}{r_k};$$

Demak, uzatmalar qutisining
 uzatishlar soni quyidagicha
 aniqlanadi:

$$U_{uz} = \frac{N_k \cdot r_k}{M_d \cdot U_0 \cdot \eta_n \cdot V_d};$$

Agar o'zgarmas parametrlar nisbatini $A = \frac{N_k \cdot r_k}{M_d \cdot U_0 \cdot \eta_n}$ deb
 belgilasak formula quyidagi ko'rinishga keladi:

$$U_{uz} = \frac{A}{V_d};$$

Demak, avtomobilning tezligi oshishi bilan uzatmalar
 qutisining uzatishlar soni kamayib borishi kerak. Ushbu talabni
 amalga oshirish uchun:

– pog'onalar sonini ko'paytirib, qo'shni pog'onalar uzatish
 sonlarini nisbatini iloji boricha kichiklashtirish, tezlatgich pog'o-
 nalar ishlatish kerak;

– pog'onalardagi uzatishlar soni to'g'ri tanlanishi kerak.
 Birinchi pog'onaning uzatish soni avtomobil ekspluatatsiya
 sharoitida eng katta qarshiliklarni yenga oladigan etib tanlanadi;

***Ishlaganda va pog'onalarni almashtirayotganda shovqinsiz
 ishlash;***

Har xil shovqinlar insonni jismoniy mehnat kabi charchatadi,
 bundan tashqari, mexanizmlardagi shovqin ulardagi urilishlar,
 tebranishlar, yuqori ishqalanishlardan hosil bo'ladi. Oxirgilari esa
 uzel va detallarni tez ishdan chiqishini sababchisi bo'ladi.

Ushbu talab, avvalo, yengil avtomobillarga tegishli. Shov-
 qinning asosiy sababchilari urilishlar va tebranishlar bo'ladi.
 Shovqin sabablarini bartaraf etish maqsadida quyidagi konstruktiv
 yechimlar amalga oshiriladi:



3.2- rasm. Uzatmalar qutisi
 uzatish sonining tezlikka
 bog'liqligi.

o vallar va shesternyalar keraklicha yuqori qattiqlikka ega bo'lishi, uzatmalar qutisi dvigatelni maksimal momentini uzatayotganda uning vallarining umumiy egilishi 0,2 mm oshmasligi kerak;

o qiya yoki shevron tishli shesternyalar ishlatilishi kerak;

o karter yon tomonlari bilan shesternyalar orasida masofa 3 mm, shesternyalar va karter tubi orasida masofa 15 mm dan kam bo'lmashligi kerak;

o karter tomonlarida nisbatan katta tekis yuzalar bo'lmashligi kerak;

o karterda o'rnatiladigan podshipniklar tayanchlarida qattiqlik qovurg'alari bo'lishi kerak.

o pog'onalar almashtirishni urilishsiz, shovqinsiz bajaradigan qurilmalarni ishlatish (tishli karetkalar, sinxranizator) kerak.

Yengil boshqarish. Uzatmalar qutisini yengil boshqarilishiga katta e'tibor beriladi, chunki haydovchi tez-tez shu ishni bajaradi. Boshqarishni osonlashtirish maqsadida:

o mexanik uzatmada pog'onalar soni oltitadan oshmasligi kerak yoki qo'shimcha uzatmalar qutisi o'rnatilishi zarur. Uzatmalar qutisini boshqarish richaglari haydovchi uchun komfort zonada joylashtirilishi lozim;

o pog'onalarni almashtirishni osonlashtiradigan tishli karetkalar va shesternyalar, sinxronizatorlar ishlatilishi kerak. Sinxronizatorlar zarba va shovqinni bartaraf etishdan tashqari sarflanadigan kuchni ham kamaytiradi;

o boshqarishni yengillashtirish masalasini uzil-kesil hal etish uchun boshqarishni avtomatlashtirilishi kerak.

Mexanik uzatmalar qutisini avtomatlashtirish quyidagi darajalarda bo'lishi mumkin:

1. *Optimal pog'onani ko'rsatuvchi belgilar;*

2. *Pog'onalarni yarim avtomatik ravishda o'zgartirish;*

3. *Pog'onalarni almashtirishni to'la avtomatlashtirish.*

Yuqori FIK. Mexanik uzatmalar qutisida FIKni yuqori bo'lishi momentni uzatishda qatnashayotgan ilashmalar soni minimal bo'lishi, tishlarni va vallarni ishlovi sifatli bo'lishi, mustahkam va sifatli podshipniklar qo'llanilishi va asosiy detallarini yuqori

bikrligi bilan ta'minlanadi. Gidromexanik uzatmalarda kompleksli va bloklanuvchi gidrotransformator, planetar mexanizm, kam quvvat oladigan boshqaruv tizimi qo'llanilishi bilan erishiladi.

FIKga ta'sir etuvchi muhim omillar bu: uzatmalar qutisining kinematik sxemasini to'g'ri tanlanishi, aylanish chastotasi, uzatlayotgan quvvat, moylash tizimining samaradorligi, karter, shes-ternya va vallarning aniq tayyorlanishi va o'rnatilishi hisoblanadi.

Umumiy talablar.

3.2-§. Pog'onali uzatmalar qutisining sxemalari

Pog'onali uzatmalar qutisining foydali ish ko'effitsiyenti $\eta = 0.96 - 0.98$ gacha bo'ladi. Ular pog'onasiz uzatmalar qutisiga nisbatan sodda va arzon, shuning uchun turli avtomobillarda keng ishlatiladi. Bugungi kunda 2 va 3 valli uzatmalar qutisi keng tarqalgan.

Ikki valli uzatmalar qutisi oldi yuritmal kichik klassdagi va dvigateli orqada joylashgan orqa yuritmal avtomobillarda ishlatiladi. Odatda bunday uzatmalar qutisini yuqori uzatmasi tezlatgich bo'ladi. Ushbu uzatmalar qutisi dvigatel, ilashish muftasi va asosiy uzatma bilan konstruktiv bitta blokda joylashtiriladi. Bunday uzatmalar qutisi oldi g'ildiragi yetakchi va dvigateli oldinda yoki orqa gildirak yetakchi va dvigateli orqada bo'lgan yengil avtomobillarda ishlatiladi. Ular dvigatel, ilashish muftasi, asosiy uzatma va differensial bilan konstruktiv bitta blokda joylashtiriladi.

Uzatmalar qutisi dvigatel bilan birgalikda avtomobilda ko'ndalang o'rnatilganda asosiy uzatma silindrik shesternyal bo'ladi, chunki burovchi momentning aylanish tekisligini 90^0 o'zgartirish kerak emas. Uzatmalar qutisi ko'ndalang joylashganda uni boshqarish bir oz murakkablashadi. Shuning uchun yuritmada kulisa va shtangalar ishlatiladi.

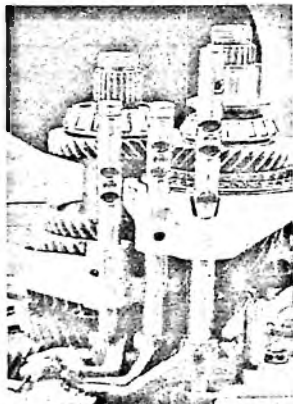
Asosiy uzatmaning yetakchi shesternyasi uzatmalar qutisini yetaklanuvchi vali bilan birga bajarilgan. Ikki valli uzatmalar qutisi burovchi momentni bir juft tishli shesternyalar (g'ildiraklar) orqali uzatadi.

Bu juftlikning uzatish soni ma'lum chegaradan oshmasligi kerak. chunki bundan ortig'i uzatmalar qutisining o'lchamlarini va shovqinni oshishiga olib boradi. Yuqori pog'onasining uzatish soni birga teng bo'lmaydi va ko'pincha tezlantgich bo'ladi.

Ikki valli uzatmalar qutisining asosiy afzalliklari — bu konstruksiyaning soddaligi, massasining kichikligi va oraliq pog'onalarda yuqori FIKga egaligi, chunki burovchi moment bir juft shesternyalar orqali uzatiladi.

Uch valli uzatmalar qutisi. Klassik sxemada bajarilgan yengil avtomobillar va kichik, o'rta yuk avtomobillarida va avtobuslarda o'rnatiladi. Bunday uzatmalar qutisining asosiy afzalligi, bu birlamchi va ikkilamchi vallarning bir-biri bilan ulanganda hosil bo'ladigan to'g'ri uzatma borligi, tishli g'ildiraklar, podshipniklar va oraliq val deyarli yuklanish qabul qilmaydi, birlamchi va ikkilamchi vallar esa faqat burovchi moment uzatishadi. Shunda shovqin, yemirilish past bo'lishi va FIK ning 1 ga teng bo'lishi tabiiy. Uch valli konstruksiyaning keyingi afzalligi o'lchamlari kichik bo'lgan holda birinchi pog'onada ketma-ket ulangan ikkita shesternya juftliklari yordamida katta uzatishlar sonini olish osonligida. Bunday uzatmalar qutisining kamchiligi oraliq pog'onalarda FIK ning birmuncha pastligida.

Bunday uzatmalar qutisida pog'onalar soni oltitadan ko'p bo'lmaydi. Yuqori pog'onasida to'g'ri uzatma $U=1$ va boshqa uzatmalarda 2 juft shesternyalar orqali moment uzatiladi, natijada



3.3-rasm. Ikki valli besh pog'onali uzatmalar qutisi.

shu pog'onalarda uzatish soni 9–10 gacha bo'lishi mumkin, lekin FIK ikki valli uzatmalar qutisiga ko'ra birmuncha pastroq bo'ladi. Barcha g'ildiraklar qiya tishli etib bajarilgan, bu esa ularning shovqinsiz ishlashini va o'lchamlarining kichik bo'lishini ta'minlaydi. Pog'onalar sinxronizator yordamida ulanadi. Orqa uzatmalarining ulanishi to'g'ri tishli 1-pog'ona g'ildiragini o'ngga surish bilan amalga oshiriladi.

Birinchi va orqaga harakat beruvchi pog'ona shesternyalari tayanchga yaqin joylashtirilgan, chunki ular maksimal eguvchi va burovchi kuchlar ta'sirida bo'ladi. Shesternyalarning tayanchga yaqin joylashishi vallarning egilishini kamaytiradi. Tez-tez ishlatiladigan pog'onalar shesternyalari vallarning o'rtasiga joylashtirilishi shovqinni pasayishiga va yemirilishni kamayishiga sabab bo'ladi. Vallarning egilishini kamaytirish uchun ayrim hollarda orqaga harakat beruvchi shesternya juftligi qo'shimcha korpusga chiqariladi. Shunda korpus vallarni qo'shimcha tayanchi bo'ladi, bu esa o'z navbatida ularning va shesternyalarning yemirilishini va shovqin chiqarishini kamaytiradi.

Ko'p valli uzatmalar qutisi katta yuk avtomobillarida uzatishlar sonini diapazoni 8....18 bo'lganda tortish-tezlik va yonilg'i tejamkorlik xususiyatlarini yaxshilash uchun ishlatiladi. Agar shunday diapazon 5-6 pog'onaga bo'linsa, pog'onalar orasida sakrash katta bo'ladi, bu o'z navbatida tortish-tezlik va yonilg'i tejamkorlik xususiyatlarining pasayishiga sabab bo'ladi.

Ko'p pog'onali uzatmalar qutisi uch valli 4-6 pog'onali uzatmalar qutisi va qo'shimcha quti birgalikda ishlangan agregatdir. Qo'shimcha quti oshiruvchi yoki pasaytiruvchi bo'ladi. Oshiruvchi quti (multiplikator yoki bo'lgich) quyi pog'onasining uzatish soni 1,2 dan katta bo'lmaydi va asosiy uzatmalar qutisidan oldin o'rnatiladi. Bu quti qo'shni pog'onalar orasini kichiklashtiradi (pog'onalar qatorini zichlashtiradi), diapazonni 20-25 % gacha oshirish mumkin, odatda 2 pog'onaga: to'g'ri va oshiruvchi pog'onaga ega. Shuning uchun asosiy uzatmalar qutisining pog'onalar soni 2 marta oshadi.

Qo'shimcha qutilar (multiplikator va demultiplikator). Qo'shimcha quti (multiplikator)da oshiruvchi ($U=0.815$) va to'g'ri

($U=1$) uzatmalar mavjud. U asosiy uzatmalar qutisidan oldin joylashgan va sinxronizator bilan boshqariladi. Ushbu konstruksiyada qo'shimcha qutini tashkil etish uchun bor yo'g'i bir juft shesternyalar o'rnatilgan. Natijada pog'onalar soni 2 marta oshgan, konstruksiya murakkablashmagan, FIK deyarli o'zgarmagan, yengil boshqarilishi ta'minlangan. Oshiruvchi pog'onada uzatish soni 0,815 ga tengligi asosiy uzatmalar qutisini pog'onalarining orasini zichlashtiradi va diapazonini kengaytiradi. Shu tufayli bunday uzatmalar qutisi harakat tezligini ham oshiradi. Multiplikatorda to'g'ri uzatma ($U=1$) ulanganda asosiy uzatmalar qutisining beshta pog'onalarida uzatish sonlari o'zgarmaydi. Oshiruvchi pog'ona ($U=0,815$) ulanganda asosiy uzatmalar qutisi pog'onalarining uzatish sonlari 0,815 ga ko'paytiriladi. Natijada 5 ta uzatish soniga ega bo'lgan yangi 5 ta pog'ona hosil bo'ladi. Ular oldingi 5 pog'ona bilan birgalikda 10 pog'ona hosil qiladi. Asosiy va qo'shimcha qutilarda yuqori pog'onalar ulanganda uzatish soni $U = 1 \times 0,815 = 0,815$ ga teng bo'lgan oshiruvchi uzatma hosil bo'ladi. Ushbu konstruksiyaning yana bir afzalligi – qo'shimcha uzatmalar qutisini o'rnatish uchun asosiy uzatmalar qutisining konstruksiyasi deyarli o'zgartirilmaydi.

Pasaytiruvchi quti (demultiplikator)ning quyi pog'onada uzatish soni 1,25 dan ancha katta bo'ladi, shuning uchun u asosiy uzatmalar qutisidan keyin o'rnatiladi, chunki agar u oldin o'rnatilsa, asosiy uzatma qutisining detallari qo'shimcha qutining quyi pog'onasini uzatish soniga ko'paytirilgan dvigatelning maksimal burovchi momentiga bardosh bera olishlari kerak. Ular esa bunday momentga hisoblanmagan va tezda ishdan chiqishi mumkin. Demultiplikator 2 yoki 3 pog'onali bo'ladi, shuning uchun pog'onalar sonini 2 yoki 3 marta oshiradi va diapazonni kerakli darajada kengaytiradi

3.3-§. Tarqatish qutilari

Agar qo'shimcha quti alohida o'rnatilib, unda burovchi momentni taqsimlash imkoni mavjud bo'lsa u tarqatish qutisi deb ataladi. Tarqatish qutisi yuqori o'tag'onlikka ega bo'lgan avtomo-

bilarda o'rnatilib, ko'priklar orasida burovchi momentni taqsimlab turadi va shu bilan avtomobilni o'tag'onligini oshiradi.

Tarqatish qutisiga quyidagi talablar qo'yiladi:

o *tortish kuchini o'qlarga tushadigan og'irliklarga mos ravishda taqsimlash va tortish kuchini to'la ishlatilishini ta'minlash;*

o *transmissiyada parazit quvvatlarning hosil bo'lishini oldini olish;*

o *umumiy talablar.*

Tarqatish qutilari pog'onalar soniga ko'ra: bir, ikki, uch pog'onali; yetaklanuvchi vallarning joylashishiga ko'ra: bir o'qda joylashgan va bir o'qda joylashmagan; yetaklanuvchi vallarning yuritmasiga ko'ra: bloklanadigan yoki differensiallangan turlarga bo'linadi.

Yetaklanuvchi vallari bir o'qda joylashgan taqsimlash qutilari nisbatan keng ishlatiladi. Ularni afzalligi bir qator (o'zaro almashtiriladigan) asos uzatmalar bilan konstruksiyasini o'zgartirmasdan ishlatila olinishida.

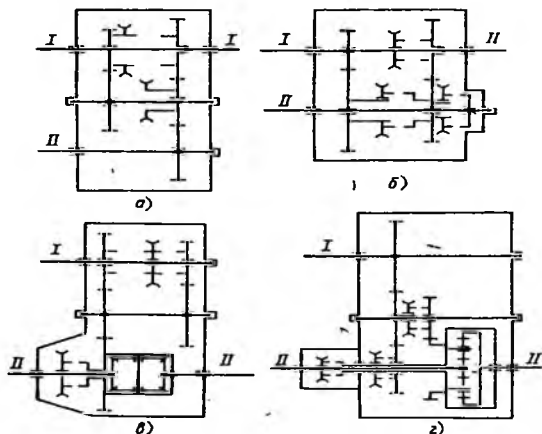
Yetaklanuvchi vallari bir o'qda joylashmagan tarqatish qutilari ixcham, yengil, FIKi yuqoriroq va kamroq shovqin chiqaradi.

Bloklanadigan differensiallarni ishlatilishi yomon yo'llarda ilashish shartidan kelib chiqqan holda tortish kuchidan to'liq foydalanishga imkon beradi. Lekin, bu holda transmissiyada parazit quvvat paydo bo'lishi mumkin. Shuningdek, bloklanadigan taqsimlash qutilari, avtomobil yaxshi yo'lda harakatlanayotganda parazit quvvatni oldini olish uchun, albatta old ko'priknı uzadigan qurilmaga ega bo'lishi kerak.

Oldi va orqa g'ildiraklarning yuritmalari differensiallangan bo'lishligi maqsadida taqsimlash qutisida o'qlararo simmetrik yoki nosimmetrik differensiallar ishlatilishi mumkin.

Tarqatish qutilarida simmetrik differensiallar o'rnatiladi, agar ikki o'qli to'la yuritmalı yuqori o'tag'onlikka ega yuk avtomobilning orqa va oldi o'qlariga og'irligi taxminan teng taqsimlansa. Bu holda majburiy bloklash yuritmasiga ega simmetrik differensial va taqsimlash qutisi bitta korpusda o'rnatiladi. Avtomobil og'ir yo'l sharoitiga tushganda haydovchi o'z o'rnidan

maxsus yuritma yordamida tishli karetkani chap tomonga surib oldingi ko'priikka harakatni uzatish valini differensial korpusiga bog'laydi va differensialni bloklaydi. Bunday konstruksiyada avtomobilni oldi va orqa o'qlariga doimiy (yaxshi va yomon yo'llarda) burovchi moment yetkazilib turiladi. Taqsimlash qutisida differensialli mavjudligi, to'la yuritmalı avtomobillarni transmis-siyasi uchun o'ta zararli bo'lgan parazit quvvatni paydo bo'lishiga yo'l qo'ymaydi.



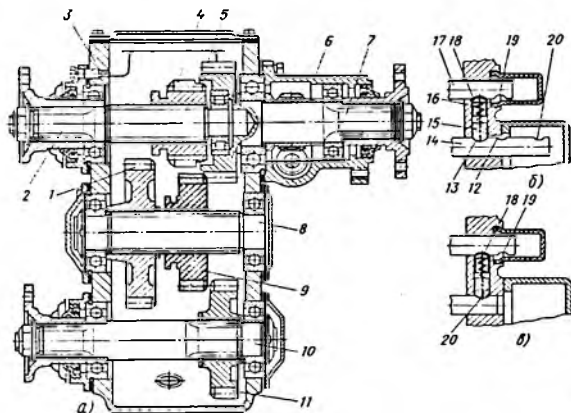
3.4- rasm. Taqsimlash qutilarining asosiy sxemalari
I-yetakchi val, II-yetaklanuvchi vallar

Bloklangan yuritmalı taqsimlash qutisining karteri ramaning ko'ndalang lonjeronida o'rnatiladi. Karterning ichida yetakchi val va orqa ko'prikk yuritmasining vali sharikli podshipniklarda o'rnatiladi, shuningdek oraliq val, oldingi ko'prikk yuritmasining vali joylashtiriladi. Bundan tashqari, yetakchi valning tayanchi bo'lib valning uchida joylashtirilgan silindrik rolikli podshipnik ham qatnashadi.

Shesternya o'ng tomonga surilib uning tishlari shesternyani ichki tishlari bilan tishlashganda taqsimlash qutisida ikkinchi

uzatma (to'g'ri uzatma) ulanadi. Burovchi moment valdan bevosita valga uzatiladi, valdan esa orqa yetakchi ko'priikka uzatiladi. Shesternya ilashmada qatnashmaganligi uchun oldi ko'priikka burovchi moment uzatilmaydi.

Oldi ko'priikka burovchi momentni uzatish uchun shesternya o'ngga surilib shesternya bilan tishlashadi. Shunda burovchi moment yetakchi valdan shesternyalarlardan o'tib oldingi ko'priik yuritmasining valiga uzatiladi. Birinchi quyi pog'ona shesternyani chapga surib shesternya bilan ilashishi natijasida ulanadi.



3.5- rasm. Bloklangan yuritmal taqsimlash qutisi.

Tarqatish qutisining pog'onalarni almashtirish mexanizmi bloklovchi qurilmaga – qulfga ega. Qulf oldingi ko'priik yuritmasi ulanmaganda taqsimlash qutisida birinchi uzatmani ulanishining oldini olib, orqa yetakchi ko'priik yuritmasini katta kuchlanishlardan saqlab, uning ishdan chiqish ehtimolini kamaytiradi. Qulf va polzunlar orasida karter kanalida o'rnatilgan mushtchalarlardan iborat.

Tarqatish qutisini boshqarish ikkita richag bilan amalga oshiriladi: polzun bilan ulangan uzatmalarni pog'onalarni ulovchi richag va polzun bilan ulangan oldingi ko'prikn qo'shuvchi richag.

Oldingi ko'prikn qo'shish uchun ilashish muftasini ishlatish shart emas, chunki shesternyalarni burchak tezliklari deyarli teng. Ko'priklarga bloklangan yuritmal taqsimlash qutisi bilan avtomobil yaxshi yo'lda harakatlanganda transmissiyada, g'ildirak radiuslari teng emasligi va yana bir qator sabablarga ko'ra, zararli parazit quvvat hosil bo'ladi. Shuning uchun avtomobil yaxshi yo'lga chiqqanda oldingi ko'pri yuritmasi darhol haydovchi tomonidan o'chirilishi kerak. Lekin haydovchi o'z ishini har doim ham vaqtida bajarmaydi. Hosil bo'lgan parazit quvvat transmissiya va dvigatellarga ortiqcha yuklanish beradi. Bu ushbu turdagi taqsimlash qutilarining kamchiligidir.

Yuqori o'tog'onlikka ega uch o'qli yuk avtomobillarida oldi ko'priklarga tushadigan vertikal yuklanish orqa qo'shalok ko'priklarga tushadigan yuklanishning taxminan yarmiga teng. Shuning uchun taqsimlash qutisi burovchi momentni ko'priklarga shu nisbatda taqsimlashi kerak. Bunday nisbatda tarqatish uzatmada o'rnatilgan nosimmetrik differensial yordamida amalga oshiriladi.

3.4-§. Uzatmalar qutisidagi yuklanishlar

Tekshiruv hisoblari vallarning mustahkamligini aniqlashdan boshlanadi, chunki uzatmalar qutisining ish jarayonida avvalo shesternyalarning to'g'ri ilashishi muhim ahamiyatga ega, bu esa o'z navbatida vallarning mustahkamligiga bog'liqdir. Shuning uchun ko'p hollarda vallarning mustahkamlik zaxira koeffitsiyenti 5-10 atrofida bo'ladi. Odatda vallarni hisoblash ikkilamchi valni hisoblashdan boshlanadi. [5]

Vallarni mustahkamlikka hisoblash uchun ulardagi yuklanishlarni ikkita hisoblash rejimlarida aniqlash kerak:

Birinchi hisoblash rejimi shu valdan o'tayotgan dvigatelning maksimal burovchi momentiga ko'ra:

$$M_p = M_{e_{\max}} \cdot U'_{ip} \cdot \alpha, \text{ Nm}$$

bu yerda: $M_{e_{\max}}$ - dvigatelning maksimal burovchi momenti;

U'_{ip} - dvigateldan hisoblanayotgan valgacha bo'lgan uzatish soni;

α – momentning qanchasi hisoblanayotgan valdan o'tishini hisobga oluvchi koeffitsiyent;

Ikkinchi hisoblash rejimi - yetakchi g'ildiraklarning yo'l bilan ilashish momentiga ko'ra:

$$M_{rp} = G_{ca} \cdot \varphi_{max} \cdot \frac{r_k}{U'_{mp} \cdot \eta'_{mp}}$$

bu yerda: G_{ca} – avtomobil tezlanayotganda o'zgarishini hisobga olgan holda yetakchi g'ildiraklarga tushadigan avtomobilning og'irligi;

$\varphi_{max} = 0,7 \dots 0,8$ – maksimal ilashish koeffitsiyenti;

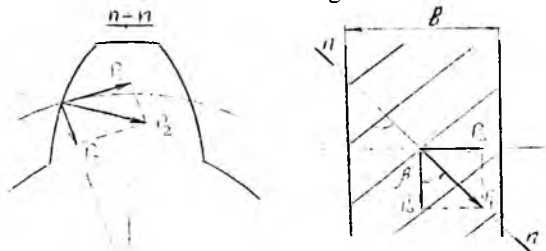
U'_{mp} – yetakchi g'ildiraklardan shu valgacha bo'lgan uzatish soni;

η'_{mp} – yetakchi g'ildiraklardan shu valgacha bo'lgan foydali ish koeffitsiyenti;

r_k – yetakchi g'ildirakning radiusi.

Ikkala aniqlangan momentlardan mustahkamlikka hisoblash uchun kattasi qabul qilinadi.

Tishli ilashmada ta'sir etuvchi kuchlarni aniqlayotganda tishlar orasidagi ishqalanish hisobga olinmaydi. Shunda ilashgan tishlar orasida hosil bo'ladigan kuchlar ish yuzalariga perpendikulyar (normal) yo'nalgan bo'ladi. Normal ta'sir etuvchi kuchlar kontakt chizig'i bo'ylab tekis taqsimlangan deb hisoblab, ular kontakt chizig'i markaziga qo'yilgan teng ta'sir etuvchi kuch bilan almashtiriladi. Tishli ilashmada vertikal va gorizontaal tekisliklarda ta'sir etuvchi kuchlar 3.6-rasmda ko'rsatilgan.



3.6-rasm. Tishli ilashmada ta'sir etuvchi kuchlar sxemasi.

Ilashmada ta'sir etuvchi kuchlar quyidagicha aniqlanadi:

$$P_0 - \text{aylanma kuch; } P_0 = \frac{2M_c}{D_d};$$

$$P_r - \text{radial kuch; } P_r = P_0 \lg \alpha;$$

$$P_\psi - \text{shesternya o'qi bo'ylab ta'sir etuvchi kuch; } P_\psi = P_0 \lg \beta;$$

bu yerda: M_c - shesternyaga etib kelgan dvigatelning maksimal momenti; $M_c = M_{c \max} U$

U - shesternyagacha bo'lgan uzatishlar soni;

α - ilashish burchagi (odatda 20°);

β - tishlarning qiyalik burchagi;

D_d - shesternyaning boshlang'ich diametri. Hisoblarda bo'luvchi diametrga teng deb olinadi.

$$P_1 = \frac{P_0}{\cos \beta}; \quad P_2 = \frac{P_1}{\cos \alpha};$$

Transmissiyaning barcha detallarini mustahkamlikka hisoblaganda $FK=1$ ga teng deb olinadi. Val tayanchlarining reaksiyasini x (gorizontal) va y (vertikal) tekisliklardagi tashkil etuvchilarini topish uchun tayanchlarga nisbatan shu tekisliklarda momentlar tenglamalari tuziladi.

$$\sum M(B)_x = R_{cx} \cdot L - P_0 \cdot a = 0 \quad \text{bundan } R_{cx} = \frac{P_0 \cdot a}{2} \quad \text{va} \quad R_{cy} = P_0 - R_{cx}$$

Tayanchlarning reaksiyalari vektorlarni qo'shish usuli bilan topiladi.

$$R_B = \sqrt{R_{cx}^2 + R_{cy}^2}; \quad R_C = \sqrt{R_{cx}^2 + R_{cy}^2}$$

Valning xavfli qirqimini aniqlash uchun eguvchi va burovchi momentlar epyuralari quriladi. Epyuralar qurish usullari "Materiallar qarshilishi" fanida batafsil o'tilgan, buning uchun valni shartli ravishda qirqimlarga bo'lib shu qirqimlarda ta'sir etuvchi momentlar hisoblanadi va ma'lum bir masshtabda epyuralar quriladi. Burovchi moment epyurasi $M_\phi = P_0 r = \text{const}$ va shesternya tagidan "C" tayanchgacha bir tekis bo'ladi, chunki ikkilamchi valda moment shesternyadan chiqishga, ya'ni "C" tayanch tomon uzatiladi.

Bu epyuralarda o'zaro perpendikulyar X va Y tekisliklarda R_x va R_y tayanch reaksiyasining tashkil etuvchilari qurilgan. Epyura-

lardan ko'rinib turibdiki, eng katta yuklanish $I-I$ qirqimiga ta'sir etadi, shu qirqim tekshirilishi lozim. Eguvchi va burovchi momentlar bir paytda ta'sir etganda ekvivalent moment aniqlanadi:

$$M_{\Sigma} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + M_b^2};$$

M_x va M_y ni aniqlash uchun epyuradagi momentlarning maksimal qiymatlari algebraik qo'shiladi. Keltirilgan misolda

$$M_x = M_{x_1}; M_y = M_{y1} - M_{y1} - M_{y2}; M_b = M_{b1},$$

Endi ekvivalent kuchlanish hisoblanadi: $\delta_s = \frac{M_{\Sigma}}{W_{\Sigma}};$

bu yerda: $W_{\Sigma} = \frac{\pi d_{cp}^3}{32}$ - to'la qirqimni egishga qarshilik momenti.

$d_{cp} = \frac{D+d}{2}$ - qirqimning o'rtacha diametri.

Zamonaviy uzatmalar qutisining quyi pog'onalari uchun $\delta_s \leq 400$ MPa

Agar shlitsali qirqimning mustahkamligi tekshirilsa, val diametri deb shlitsaning eng kichik diametri qabul qilinadi.

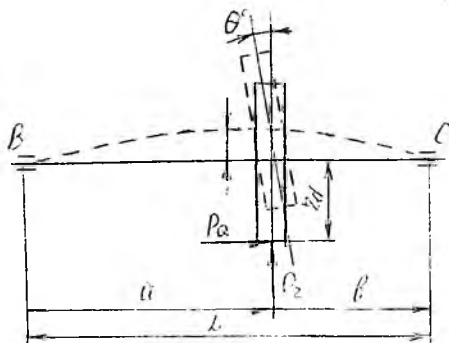
Uzatmalar qutisining barcha vallari yuqorida keltirilgan usulga ko'ra hisoblanadi. Birlamchi va oraliq vallarning hisoblash sxemalari quyidagicha:

3.5-§. Uzatmalar qutisini tekshirish va hisoblash

Vallarni egilishi maksimal burovchi moment uzatilayoganda me'yoridan oshmasligi kerak. Ikki tayanchli valning egilish sxemasi 3.7-rasmda keltirilgan. Valning radiusi va o'qi bo'ylab yo'naltirilgan kuchlar ta'sirida shesternya tekisligida egilishi quyidagi formula bo'yicha aniqlanadi:

$$Y = P_r \cdot \frac{a^2 \cdot b^2}{3 \cdot L \cdot E \cdot J} - P_Q \cdot \frac{a \cdot b \cdot (b-a) \cdot r_d}{3 \cdot L \cdot E \cdot J}$$

Valning buralish burchagi: $\theta^0 = P_Q \cdot r_d \cdot \frac{a^2 - a \cdot b + b^2}{3 \cdot L \cdot E \cdot J} - P_r \cdot \frac{a \cdot b \cdot (b-a)}{3 \cdot L \cdot E \cdot J};$



3.7-rasm. Ikki tayanchli valning egilish sxemasi
(oraliq va ikkilamchi val).

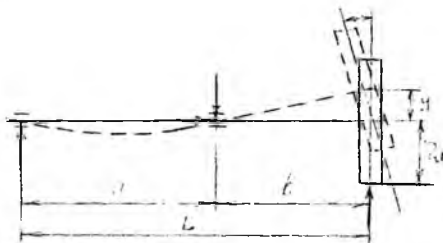
Trubasimon valning egilishi odatda hisobga olinmaydi. Bu holda vallarni bir-biridan qochishi (oraliq va ikkilamchi vallarning yig'indi egilishi) ikkilamchi valning egilishiga qarab aniqlanadi. Ko'pincha bu valning qattiqligi vallar orasida eng kichigi bo'ladi.

Yaratilgan konstruksiyalarda ikkilamchi valni to'liq egilishi dvigatelning maksimal momentini uzatayotganda 0,13-0,15 mm atrofida yuqori uzatmada va 0,15-0,23 mm quyi uzatmalarda bo'ladi. Yuklanish ta'sirida shesternyaning maksimal qiyshayishi 0,001-0,002 radiandan oshmasligi kerak.

Konsol o'rnatilgan valning shesternya tekisligida egilishi quyidagi formula bilan aniqlanadi:

$$Y = R' \frac{b^2 L}{3EJ} - Q \frac{r_d b(2a + 3b)}{6EJ}$$

bu yerda: R' – ikkilamchi val oldingi tayanchining reaksiyasini hisobga olgan radial yuklanish.



3.8-rasm. Konsol o'rnatilgan valning egilish sxemasi (birlamchi val).

Shesternyaning egilish burchagi:

$$\theta = R \frac{h(2a+3b)}{6FJ} - Qr_d \frac{a+3b}{JLJ}$$

Masalan, ikkinchi pog'ona ulanganda ikkilamchi valning egilishi quyidagicha:

$$y = \sqrt{R_1^2 + p^2} \cdot \frac{a^2 b^2}{3LEJ} - Q \frac{ab(b-a)r_d}{JLEJ}$$

bu yerda: $E=21$ –birinchi turdagi bikrlilik moduli.

$J = \frac{\pi d^4}{64}$ - valning shesternya o'rnatilgan joyining inersiya momenti.

Shesternyalarni hisoblash

1. Shesternya tishlarini egilishga mustahkamligini quyidagi formula bo'yicha aniqlaymiz:

$$\delta = \frac{M}{r_d \cdot Y \cdot b \cdot t_r \cdot \cos \beta}$$

bu yerda: M – hisoblanayotgan shesternyadagi burovchi moment;

b – shesternyaning kengligi;

r – tish shaklining koeffitsiyenti;

t_r – yon tomon qadami.

Tish shakli koeffitsiyenti qiya tishli shesternyalar uchun to'g'ri tishli shesternyaning amaldagi ekvivalent tishlar soniga ko'ra aniqlanadi:

$$Z_* = \frac{Z}{\cos^3 \beta}; \quad Y = 0,174 - \frac{1}{Z_*};$$

Shesternya tishlarining yon tomon qadami quyidagicha aniqlanadi:

$$t_* = \pi \cdot m_* = \pi \frac{m_*}{\cos \beta};$$

Mavjud konstruksiyalarning shesternyalari uchun ruxsat etilgan kuchlanishlar 1...2- pog'onalarda $[\sigma] = 400 \div 900$ MPa, 3...5- pog'onalarda $[\sigma] = 200 \div 400$ MPa.

2. Shesternyalarning kontakt mustahkamligini hisoblash: bunday hisoblash ilashish polyusida hosil bo'ladigan solishtirma bosimga ko'ra o'tkaziladi va quyidagi formula yordamida aniqlanadi:

$$K = 0,418 \cos \beta \sqrt{\frac{PE}{b \cos \alpha \sin \alpha \left(\frac{1}{r_{d_1}} - \frac{1}{r_{d_2}} \right)}};$$

bu yerda: P – aylana kuch;

r_{d_1}, r_{d_2} – ilashgan shesternyalarning boshlang'ich aylanalarining radiuslari.

κ – shesternyalar uchun ruxsat etilgan kontakt yuklanish. (to'g'ri tishli shesternyalarga 1500-300 MPa va qiya tishli shesternyalar uchun 1000-2500 MPa).

Podshipniklarni tanlash hisobi.

Podshipniklarni hisoblash ularning uzoq muddat ishlashini keltirilgan formula yordamida aniqlash bilan cheklanadi:

$$C = Q \cdot (n \cdot h)^{0,3}$$

bu yerda: C – podshipnikning ishlash koeffitsiyenti;

n – podshipnikning ko'proq ishlaydigan uzatmada aylanishlari soni;

h – podshipnikning ishlash muddati, soat;

Q – podshipnikka ekvivalent radial yuklanish.

To'g'ri uzatmada 1 minutda aylanishlar soni quyidagi formula bo'yicha aniqlanadi:

$$n = \frac{VU_0}{0,377 r_k};$$

bu yerda: V_s – avtomobil tezligi, km/soat da (yengil avtomobillar va avtobuslar uchun 60 km/soat va yuk avtomobillari uchun 40 km/soat deb qabul qilinadi)

U_0 – asosiy uzatmani uzatishlar soni;

r_k – g'ildirakning radiusi.

Podshipniklarni ishlash muddati kichik litrajdagi yengil avtomobillar uchun 100000 km, o'rta va katta klassdagi yengil avtomobillar va yuk avtomobillari uchun 160000 km, avtobuslar uchun 200000 km bo'lishi kerak.

Sinxronizatorni hisoblash.

Konus yuzasiga ta'sir etuvchi ishqalanish momenti:

$$M_r = \frac{Q\mu}{\sin\gamma} r \quad (37)$$

bu yerda: Q – sinxronizator korpusiga ta'sir etadigan suruvchi kuch (uzatmalar qutisini boshqarish richagidan hosil bo'ladi);

μ – friksion yuzaning ishqalanish koeffitsiyenti;

γ – konus halqaning konus yuzasining burchagi $\gamma = 6-12^\circ$;

r – konusning o'rtacha radiusi sinxronizatorning chizmasidan olinadi.

Ishqalanish koeffitsiyenti μ detallar yuzalariga ishlov berilganligiga, moy turiga va boshqa bir qator omillarga bog'liq bo'lib, po'lat-bronza va po'lat-latun yuzalar uchun 0,05 – 0,1 ga teng. Konus burchagi γ tiqilib qolishining oldini olish uchun $7-8^\circ$ qabul qilinadi.

Quyi pog'onadan yuqori pog'onaga o'tishida dvigatelning burchak tezligi yuqori pog'onadan quyi pog'onaga o'tishdagidan ko'ra ancha yuqori bo'ladi. Shu sababli hisoblash uchun yuqori pog'onaga o'tish qabul qilinadi.

Sinxronizatorida burchak tezliklar tenglashishi uchun ishqalanish momenti bo'lishi kerak:

$$M_r = \left[\frac{\pi n_k}{30} \left(\frac{1}{U_{k+1}} - \frac{1}{U_k} \right) + \omega_0 t \right] \frac{J}{t};$$

bu yerda: n_k – dvigatelning aylanishlar chastotasi;

yetakchi va yetaklanuvchi shkiylarni kengayishi va torayishi mumkinligiga asoslangan. Shkiylarni kengaytirish va toraytirish ularning yarmini o'q bo'ylab surib amalga oshiriladi. Buning uchun ular gidrosilindrlar bilan ulangan. Gidrosilindrlarga moyni bosim ostida tizimda o'rnatilgan maxsus moy nasosi haydaydi. Shkiyning yetakchi qismiga harakat umumiy karterda joylashtirilgan planetar reduktor orqali bajariladi. U o'z navbatida ko'p diskli tormoz mexanizmi va ko'p diskli ilashish muftasi orqali boshqariladi. Shu ilashish muftasi avtomobilni o'rnidan qo'zg'alishida ham ishlatiladi. Shkiy kengayayotganda po'lat tasmani shkiy o'qiga yaqinlashishiga, torayayotganda po'lat tasmani siqib chiqarilib, uni shkiy o'qidan uzoqlashishiga olib keladi. Uzatmani uzatish soni po'lat tasmani shkiylarda joylashish radiuslarini nisbati bilan aniqlanadi. Silindrik asosiy uzatmani harakatga keltirish uchun oraliq uzatma o'rnatilgan. Variatorning maksimal FIKi 0,9 dan oshmaydi, bu esa pog'onali mexanik uzatmalar qutisining FIKidan ancha past.

Yuqorida keltirilgan mexanik pog'onasiz uzatmalarning xususiyatlari quyidagicha:

Afzalliklari: - uzatish sonining pog'onasiz o'zgarishi.

Kamchiliklari: - uzatish sonini o'zgartiruvchi ichki avtomatizm yo'q;

- ishqalanish mavjudligi tufayli FIK ni past;
- uzatish sonini o'zgartirish diapazoni birmuncha kichik;
- konstruksiyasi murakkab.

Gidravlik pog'onasiz uzatmalar. Ushbu uzatmalar avtomobil-larda boshqa turdagi pog'onasiz uzatmalarga nisbatan ko'p ishlatiladi. Gidravlik pog'onasiz uzatmalar gidrostatik (gidrohajmli) va gidrodinamik turlarga bo'linadi.

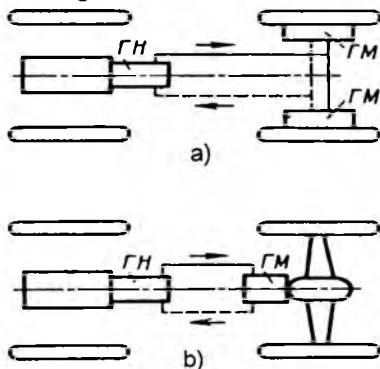
Gidrostatik (gidrohajmli) pog'onasiz uzatmalar. Gidrohajmli uzatmalarda mexanik harakatni uzatish uchun yopiq hajmda siqilgan suyuqlikning statik energiyasidan foydalaniladi. Ular o'zaro trubkalar bilan birlashtirilgan avtomobil dvigateli aylan-tiriladigan gidronasos va yetakchi g'ildiraklar bilan bog'lik gidromotordlardan tashkil topgan. Gidromotor suyuqlikning statik bosimini hosil qilib, gidromotorga trubkalar orqali uzatadi, gidro-

motor esa shu bosimni mexanik harakatga aylantiradi. Suyuqlik oqimida uzatilayotgan quvvat oqim bosimini suyuqlikni sarfiga ko'paytirib aniqlash mumkin:

$$N = \frac{II \cdot Q \cdot \rho \cdot g}{1000}$$

bu yerda: ρ – suyuqlikning zichligi, kg/m^3 ;

Gidroagregatlarni konstruksiyasiga bog'liq ravishda tizimda bosim 10...50 MPa bo'lishi mumkin. Gidrohajmli uzatma harakatni to'g'ri (motordan g'ildiraklarga) va teskari (g'ildiraklardan motorga) ham uzatishi mumkin. Ushbu uzatmalar gidroagregatni konstruksiyasiga ko'ra vintli, shesternyali, parrakli (shiberli) va porshenli bo'lishi mumkin. Avtomobillarda asosan porshenlilarning ikki turi: radial-porshenli va aksial-porshenli ishlatiladi. Gidrohajmli uzatmalarda uzatish sonini o'zgarishi avtomatik ravishda kechmaydi. Shuning uchun maxsus mexanizmlar o'rnatiladi. 3.14-rasmda gidrohajmli transmissiyaning ikki varianti ifodalangan (a) gidromotorlar g'ildirakda o'rnatilgan, (b) gidromotor asosiy uzatmadan oldin o'rnatilgan.

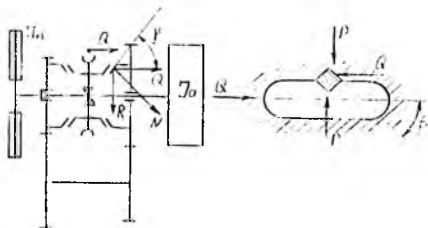


3.11-rasm. Gidrohajmli yuritmal avtomobillar sxemalari.

Gidrohajmli transmissiya quyidagi afzalliklarga ega:

- dvigateldan yetakchi g'ildirakka moment uzatilganda uzatish

U_{kl}, U_k – ulanayotgan va uzilayotgan pog'onalarni uzatishlar soni;
 t – sinxronizatsiya vaqti, s;
 J – ilashish muftasini yetaklanuvchi qismlarining yig'indi inersiya momenti.



3.9-rasm. Sinxronizatorni hisoblash sxemasi.

Sinxronizatorning friksion halqalarida bo'ladigan ishqalanish ishi:

$$L = \frac{M_r \cdot J}{2} \cdot \frac{\left(\frac{1}{U_{kl}} - \frac{1}{U_k} \right)^2}{M_r - W_{\text{eff}} J} \cdot \left(\frac{\pi m_x}{30} \right)^2;$$

Aniqlangan ishqalanish ishini konus halqasi yuzasiga nisbati yengil avtomobillar uchun $0,3-0,15 \frac{MK}{M^2}$ va yuk avtomobillari uchun $0,5-0,4 \frac{MK}{M^2}$ bo'lishi kerak. Pog'ona to'la ulanmaguncha sinxronizatorni bloklovchi shtifti chiqib ketishini oldini olish uchun shtiftning qiyalik burchagi quyidagi tengsizlikka rioya qilishi kerak:

$$\text{ctg} \beta < \frac{M \cdot r}{r \cdot \sin \gamma} + \mu_1$$

bu yerda: μ_1 – shtift va korpus orasidagi ishqalanish koeffitsiyenti. $\mu_1 = 0,06 - 0,1$.

Sinxronizatorning detallarini bir pog'ona ulanishida qizishi quyidagi formula bo'yicha aniqlanadi:

$$\Delta T = \frac{\gamma \cdot L_c}{MC}, \text{ } ^\circ\text{C};$$

bu yerda: $\gamma_c = 0.5$ — issiqlikni qismlarga taqsimlanish koeffitsiyenti;

M — sinxronizatorning massasi;

C — po'latning issiqlik sig'imi.

Bir ulanishda sinxronizatorning harorati $15...30^0$ dan oshmasligi kerak.

3.6 — §. Pog'onasiz uzatmalar

Uzatmalar qutisini tahlilida ko'rsatildiki, transmissiya tarkibidagi uzatmalar qutisi berilgan yo'l sharoitida eng katta tortish kuchini va eng kam yonilg'i sarfini ta'minlashi uchun uning uzatishlar soni tezlik oshishi bilan pog'onasiz giperbola qonuniga binaon ($U_{uz} = \frac{A}{V_c}$) kamayib borishi kerak. Giperbola ko'rinishidagi tavsifni faqat pog'onasiz uzatma yordamida amalga oshirish mumkin. Ushbu uzatma yetakchi valning o'zgarmas burchak tezligi va burovchi momentida yetaklanuvchi valning burovchi momenti va burchak tezligi avtomobilning harakat tezligi bilan bog'liq ravishda uzluksiz o'zgarishini ta'minlaydi.

Bunday xususiyatga ega uzatmalar qutisining uzatish soni quyidagicha aniqlanadi:

$$U_{uz} = \frac{\omega_v \cdot r_k}{U_0 \cdot V_c}$$

Agar ifodadagi $B = \frac{\omega_v \cdot r_k}{U_0}$ deb belgilasak, $U_{uz} = \frac{B}{V_c}$ hosil bo'ladi, u esa yana giperbolaning formulasidir, ya'ni ikkala ifoda ham sifat jihatidan bir xil bo'lib giperbolani tasvirlaydi.

Pog'onasiz uzatmalarning tasnifi va ularga qo'yiladigan talablar.

1) Ishchi jismga ko'ra:

- *gidravlik (gidrodinamik, gidrostatik)*
- *elektrik (o'zgarmas tok, o'zgaruvchan tok)*
- *mexanik (friksionli, impulsli)*

2) Quvvatni uzatish usuliga ko'ra:

- *quvvat oqimini bo'lmasdan (bir oqimli)*

- *quvvat oqimini ikkiga bo'lib (ikki oqimli)*

3) Uzatish sonining o'zgarishiga ko'ra:

- *uzatish sonini o'zgartiruvchi ichki avtomatizmining mavjudligi*

- *uzatish sonini o'zgartirish uchun tashqi moslama mavjudligi*

- *uzatish sonini kombinatsiyalashtirilgan o'zgartirish*

usulining mavjudligi

Pog'onasiz uzatma o'z vazifasini to'liq va samarali bajarish uchun quyidagi funksional talablarga javob berishi kerak:

1. Qanday usulda ishlashidan qat'iy nazar uzatish sonini kerakli diapazonda o'zgarishini ta'minlashi;

2. Ishchi diapazonida FIK yuqori bo'lishi kerak;

3. Minimal massa va o'lchamlarga ega bo'lishi kerak;

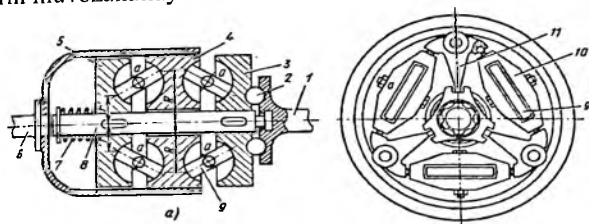
4. Texnologiyaga mos va arzon narxga ega bo'lishi kerak.

Mexanik friksion pog'onasiz uzatmalar.

Mexanik friksion pog'onasiz uzatmalar (ular ko'pincha variatorlar deb ataladilar) yetakchi va yetaklanuvchi qismlar orasidagi bog'lanishga ko'ra bevosita kontaktli va pona-tasmali bo'ladi. Bunday uzatmalarda mexanik harakatni uzatish uchun ishqalanish kuchidan foydalaniladi. Friksion uzatmalarda ichki avtomatizm yo'q, uzatish sonini o'zgartiruvchi maxsus avtomat boshqaruv tizimlari kerak. Bundan tashqari harakatni boshlash uchun ilashish muftasi kerak.

Friksion kontaktli uzatma. 3.13-rasmda bevosita kontaktli pog'onasiz uzatma keltirilgan. Kichik yengil avtomobillarida o'rnatilgan. Bundan tashqari, ushbu uzatma stanoksozlikda keng qo'llaniladi. Yetakchi val 1 bilan sharikli yuklovchi qurilma yordamida bog'liq bo'lgan val 8 da yetakchi disklar 3 va shponkalar 5 o'rnatilgan. Disklar o'qi bo'ylab harakatlanishlari mumkin. Disklar orasida o'zining o'qlariga nisbatan erkin aylanadigan roliklar 9 o'rnatilgan. Uzatmani barcha elementlari prujina 7 bilan bir-biriga siqilgan. Siqish kuchi uzatilayotgan burovchi momentga proporsional. Burovchi moment oshishi bilan shariklar

o'zgaruvchan qirqimli ariqchalardan g'ildirab val 8 ni suradi va prujina 7 ni siqadi. Shu tufayli disk va rolik orasida kontakt kuchi oshadi. Uzatmada bir vaqtda ikkita tor ishlashi uning o'lchamlarini kichiklashtirib, yetaklanuvchi valda o'q bo'ylab ta'sir etuvchi kuchlarni muvozanatlaydi.



3.10-rasm. Friksion kontaktli variator.

1- yetakchi val; 2-shariklar; 3 va 5-yetakchi disklar;
4-yetaklanuvchi disk; 6-yetaklanuvchi val; 7-prujina; 8-val;
9-roliklar; 10- rolikning ayrilari; 11-richag.

Yetakchi diskni aylanishi roliklar orqali yetaklanuvchi diskka o'tadi. Shunda uzatish soni:

$$u_{var} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{S \cdot R_1}{R_2}$$

bu yerda: s –ishqalanuvchi kontaktlar yuzasida nisbiy sirpanish;

R_1, R_2 – tegishli ravishda yetakchi va yetaklanuvchi disklarni radiuslari.

Uzatish soni birdan kichik bo'lishi mumkin, roliklar gorizontol o'qqa parallel joylashganda uzatmani uzatish soni 1 ga teng bo'ladi. Variatorning uzatish soni roliklarni disklarga nisbitan joylashishiga bog'lik. Variatorning umumiy FIKi 0.90..0.94 atrofida. Ish muddati kontaktlarda kuchlanish 2000...3000 MPa bo'lganda ko'p emas. Kuchlanish 800...1000 MPa ga tushirilganda keskin oshadi, lekin bunda uzatmani o'lchamlari avtomobilda o'rnatib bo'lmaydigan darajada oshadi.

Friksion pona tasmali uzatma. Bunday uzatmali avtomobillar soni dunyodagi avtomobillarning umumiy sonidan taxminan 2% tashkil etadi. Uzatmani ish prinsipi po'lat tasma o'rnatilgan

soni pog'onasiz o'zgaradi;

- transmissiyaga xos ilashish muftasi, kardan uzatma, asosiy uzatmalarning zaruriyati yo'q;

- transmissiyasi reversiv;

- avtomobil oldinga va orqaga yurayotganda uzatmalarda bir xil burchak tezligiga ega bo'lish mumkin;

- avtomobil pastlikka tushayotganda va tog'li yo'llarda uning reversivligi dvigatelni tormoz sifatida samarador ishlashini ta'minlaydi;

- transmissiya uchun $P_T = f(v_u)$ funksiyasi giperbola ko'rinishida bo'lishi, avtomobilning eng maqbul tortish xususiyatini ta'minlaydi, joyidan qo'zg'alishi ravon bo'ladi, shig'ov olishi yaxshilanadi;

- gidrotizim hajmi yopiq bo'lib, ishchi suyuqlik sarfi kam.

Shu bilan birga gidrohajmli transmissiya kamchiliklarga ham ega:

- gidrohajmli uzatmalarda o'z-o'zini rostlash xususiyati yo'q;

- tutashgan qismlari katta aniqlik bilan tayyorlanishni talab etadi;

- ulovchi quvurlar (trubkalar) katta bosimda ishlaganda ishonchli emas;

- chidamliligi past;

- massa va o'lchamlari katta, tannarhi yuqori.

Konstruksiyasiga ko'ra GN va GM (gidromotor) vintsimon shesterniyali, parrakli va porshenli bo'lishi mumkin. Avtomobillarda asosan radial-porshenli (a) va aksialno-porshenli (b) gidroagregatlar o'z o'rnini topdi. Bunday uzatmalar avtomatik ravishda uzatish sonini o'zgartira olmaydi. Buning uchun uzatilayotgan suyuqlikni portsiyasini o'zgartiruvchi maxsus mexanizmlar mavjud.

Gidronasos va gidromotorning ish jarayoni shundayki, tizimdagi ishchi bosim 10...50 MPa ga yetib, uzilib-uzilib o'zgaradi. Hidronasosda gidromotorlardan qaytayotgan ish suyuqligining bosimi keragidan ortiqcha bo'lib, 1–1,2 MPa ni tashkil etadi.

Gidrohajmli transmissiyaning tavsiflari uning kinematik uzatish soni $-U_{\mu k}$, kuch uzatmasi uzatish soni $-U_{\mu k h}$, va f.i.k. $-\eta_k$ hisoblanadi. Ular quyidagicha aniqlanadi:

$$U_{\text{st}} = \frac{\omega_{\text{st}}}{\omega_{\text{m}}}, \quad U_{\text{gliz}} = \frac{M_{\text{st}}}{M_{\text{st}} \cdot \eta_{\text{st}}} = \frac{N_{\text{st}}}{N_{\text{st}}}$$

bu yerda: $\omega_{\text{st}}, \omega_{\text{m}}$ – gidronasos va gidromotorlarning burchak tezliklari, s^{-1} ;

$M_{\text{st}}, M_{\text{m}}$ – gidronasos va gidromotor vallaridagi burovchi momentlar, $\text{H} \cdot \text{M}$;

$N_{\text{st}}, N_{\text{m}}$ – gidronasos va gidromotor vallaridagi quvvatlar, kVt .

Gidrohajmli transmissiyaning f.i.k. $\eta_{\text{st}} = 0.85 \dots 0.89$ bo'ladi.

Elektrik pog'onasiz uzatmalar.

Elektrik pog'onasiz uzatma katta yuk avtomobillarida ishlatiladi. Ular avtomobil dvigateli harakatga keltiradigan o'zgaruvchan yoki o'zgarmas tok ishlab chiqaradigan elektrogeneratoridan va bitta yoki g'ildiraklarda o'rnatilgan elektromotorlardan va ular orasida elektr bog'liklarni ta'minlovchi simlardan iborat. Agar elektrodvigatel bitta bo'lsa u yetakchi g'ildiraklarni kardan uzatma, asosiy uzatma, differensial va yarim o'qlar yordamida harakatga keltiradi. Elektrodvigatellar ikkita, yoki undan ham ko'p bo'lsa, ular g'ildiraklarda o'rnatiladi va g'ildirakmotor deb nomlanadi.

O'zgaruvchan tokda ishlaydigan generator va elektrodvigatellarni ishlatilishi afzal, chunki ularning o'lchamlari va massalari nisbatan kichik. Lekin, ular keng ishlatilmaydi, chunki uzatish soni diapazonini katta bo'lishini boshqarish tizimi murakkab. Elektrik pog'onasiz uzatmalarning afzalliklari mo'ljallangan ishchi quvvatni oshishi bilan oshaveradi. Masalan, 800 kVt mo'ljallangan elektr uzatmaning og'irligi shu quvvatda ishlaydigan mexanik uzatmadan yengilroq bo'ladi. Bundan tashqari elektrik pog'onasiz uzatmalar quyidagi afzalliklarga ega:

- katta quvvat uzatilishi mumkin;
- joylashtirilishi qulay;
- avtomobilni boshqarish ancha yengillashadi;
- kerak bo'lganda sekinlashtiruvchi (yordamchi) tormoz rejimida ishlaydi;
- avtomobilning o'tag'onligini oshiradi;
- dinamik yuklanishlar yo'qligi natijasida dvigatelning ish resursi oshadi.

Shu bilan birgalikda bir qator kamchiliklar ham mavjud:

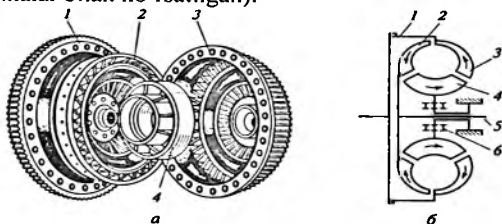
- FIK optimal rejimlarda 0,85 dan oshmaydi, shu tufayli yonilg'i sarfi 15-20 % ga oshadi;
- kichik quvvatlarga mo'ljallangan elektruzatmalar mexanik uzatmalarga nisbatan anchagina og'ir;
- rangli metallar ishlatilgani uchun bunday transmissiya nisbatan qimmat.

Gidrotransformatorlar.

Gidrodinamik uzatmalarda mexanik harakatni uzatish katta tezlik bilan harakatlanayotgan suyuqlikning kinetik energiyasi yordamida amalga oshiriladi. Bunday gidroqurilmalar gidrotransformatorlar deb nomlanadi.

Oddiy gidrotransformatorlar uchta g'ildirakdan: dvigatelning tirsakli vali bilan aylanadigan nasos g'ildiragi, avtomobilni yetaklovchi g'ildiraklari bilan bog'liq bo'lgan turbina g'ildiragi va qo'zg'almas o'rnatilgan reaktor g'ildiraklaridan tashkil topgan.

Gidrotransformatorlarning ichki hajmi suyuqlik bilan to'ldirilgan. G'ildiraklar parraklarga ega. Avtomobil dvigateli nasos g'ildirakni aylantirganda uning parrakari, markazdan qochma nasos singari, suyuqlikni markazdan chetga qaratib otadi va suyuqlik borib turbina parraklariga uriladi. Suyuqlik turbina g'ildiraklariga gidravlik urilishdan so'ng undan o'tib reaktor g'ildiragining parraklariga uriladi va undan so'ng yana nasos parraklari bilan markazdan chetga otiladi. Shu tarzda suyuqlik to'liq aylanadi. (rasmda strelkalar bilan ko'rsatilgan).



3.12-rasm. Gidrotransformator:

- a*- gidrotransformator; *b*-sxemasi; 1- dvigatel maxoviki;
2- trubina g'ildiragi; 3- nasos g'ildiragi; 4-reaktor g'ildiragi;
5-val; 6-erkin yurish mufta.

Strelkalar bilan ko'rsatilgan yo'nalishda suyuqlik uzluksiz halqasimon oqim hosil qiladi. Shuning uchun gidrotransformatorlarni ish jarayoni quyidagi xususiyatlarga ega:

1) gidrotransformatorlarning ishchi g'ildiraklari orasidagi kuch va kinematik bog'liqliklar to'g'ridan-to'g'ri emas, faqat ishchi suyuqlik vositasida amalga oshiriladi;

2) gidrotransformatorlarni ichki bo'shlig'ini to'ldirgan suyuqlik bir paytda hamma ishchi g'ildiraklar bilan bog'liqlikda bo'lgan halqasimon oqimni tashkil etadi;

3) suyuqlikni halqasimon aylanishi, ishchi g'ildiraklar orasida kuch bog'liqlarning bo'lishi, hech bo'lmaganda bitta g'ildirak aylanganda vujudga keladi.

Gidrotransformatorlar quyidagi afzalliklarga ega:

- transport vositasi drossel va zarur bo'lganda tormoz pedali bilan boshqariladi;

- avtomobilning joyidan ohista qo'zg'alishi va shig'ov bilan harakatlanishini ta'minlaydi;

- massasi va o'lchamlari kichik;

- avtomobil qo'zg'alayotganda yetakchi g'ildirakning shatak-sirashini kamaytirib, uning o'tag'onligini yaxshilaydi;

- transmissiyada, aylanishdagi tebranishni so'ndirib, avtomobil dvigateli va transmssiyasi qismlarining eyilishini kamaytiradi.

Gidrotransformator uzatmaning kamchiligi konstruksiyasining murakkabligi, FIK ning kichikligi va tannarxining balandligidir.

Gidrotransformatorning momentni o'zgartirib uzatishini 3.16b-rasm yordamida tushuntirish mumkin. Rasmda g'ildiraklarni halqasimon oqim bo'ylab kesib tekislikda yoyilgani keltirilgan. Nasos g'ildiragining parraklari suyuqlikni kirishdan chiqishga qarab haydaydi. Shu paytda suyuqlik molekulalari ikki tezlikka ega. Birinchi tezlik g'ildirak bilan birga va ikkinchi tezlik parraklar bo'ylab nisbiy tezlik hisoblanadi. Molekulalarning absolyut tezligi ikki tezliklarni yig'indisiga teng va rasmda ko'rsatilganday yo'naltirilgan. Nasos g'idragining parraklaridan chiqqan suyuqlik turbina parraklaridan oqib o'tadi. Bu yo'nalish reaktor g'ildi-

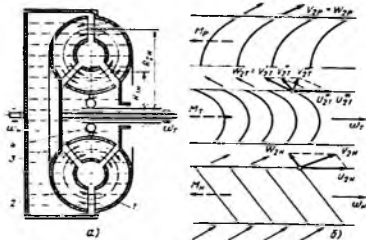
ragining parraklariga deyarli perpendikulyar yo'naltirilgan, suyuqlikni reaktor parraklariga urilishi kuchli kechadi. Shu tufayli reaktor g'ildiragiga katta burovchi moment ta'sir qiladi. Suyuqlik reaktor parraklaridan 3.16-rasmda ko'rsatilgan yo'nalishda chiqib yana nasos g'ildiragiga kiradi va jarayon takrorlanadi. Agar suyuqlikni g'ildirak parraklariga ta'sirini kuzatsak quyidagini ko'ramiz: nasos g'ildiragiga chapga, chunki nasos parraklari suyuqlikni oldinga surayapti. Turbina g'ildiragiga ta'siri o'ngga, chunki suyuqlik parraklarga urilyapti. Reaktor g'ildiragiga ta'siri chapga. (3.13-rasmda momentlar ta'siri uziq strelkalar bilan ko'rsatilgan).

Agar tizimda ta'sir etuvchi momentlar teng bo'lishini hisobga olsak quyidagi tenglamani yozish mumkin:

$$M_r = M_n + M_p$$

Tenglamadan ko'rinib turibdiki, turbina g'ildiragidagi burovchi moment nasosnikidan reaktor g'ildiragidagi momentga teng ravishda oshdi.

Agar turbina g'ildiragida burovchi moment yetarli bo'lib, u harakatga kelsa u bilan birga aylanayotgan suyuqlikni ko'chma tezligi paydo bo'ladi va uning absalyut tezligini yo'nalishi 3.16-rasmda ko'rsatilganday o'zgarib boradi. Endi turbinadan chiqqan suyuqlik reaktor parraklariga tik emas va turbinani aylanish chastotasi oshishi bilan tobora yotiq uriladi va bora-bora umuman urilmasdan urinma yo'nalishida kiradi. Bu esa suyuqlikni reaktor g'ildiragiga ta'sirini pog'onasiz kamaytirib boradi. Demak, gidrotransformatorlarni moment o'zgartirishi pog'onasiz kamayadi.



3.13-rasm. Gidrotransformatorlarda ta'sir etuvchi momentlar sxemasi.

Gidrotransformatorlarni baholovchi ko'rsatkichlar quyidagilar:

- uzatish soni — U_{gt} ;
- transformatsiya koeffitsiyenti — K ;
- foydali ish koeffitsiyenti (FIK) — η_{gt} ;
- nasos validagi moment koeffitsiyenti — λ_n ;
- shaffoflik koeffitsiyenti — P .

GDT ning uzatish soni U_{gt} — turbina va nasos burchak tezliklarining nisbatidir:

$$U_{gt} = \frac{\omega_T}{\omega_n}$$

Transformatsiya koeffitsiyenti -turbina va nasos g'ildiraklaridagi momentlar nisbatidir:

$$K = \frac{M_T}{M_n}$$

K ning qiymati 2-4 atrofida. K ning eng katta qiymati turbina g'ildiragi to'htatilganda bo'ladi va K_0 deb belgilanadi. Zamonaviy gidrotransformatorlarda $K_0 = 3 \div 5$ atrofida. Ushbu ko'rsatkich gidrotransformatorlarni momentni o'zgartira olish qobiliyatini baholaydi.

Gidrotransformatorlarning FIKi turbina va nasosdagi quvvatlarlarning nisbatidan aniqlanadi, ya'ni:

$$\eta_{gt} = \frac{N_m}{N_n} = \frac{M_m \omega_m}{M_n \omega_n} = K \cdot U_{gm}$$

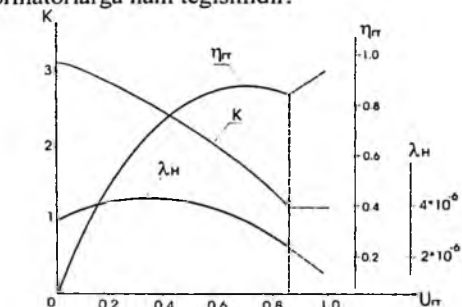
Zamonaviy avtomobillar gidrotransformatorining FIK $\eta_{gt} = 0,7 \div 0,8$.

Gidrotransformatorlar nasosi validagi moment koeffitsiyenti λ_n nasosning faol (eng katta) diametri D_{max} va burchak tezligi ω_n ga bog'liq bo'lib, quyidagicha aniqlanadi:

$$\lambda_n = \frac{M_n}{\rho \cdot \omega_n^2} \cdot D_{\max}^5$$

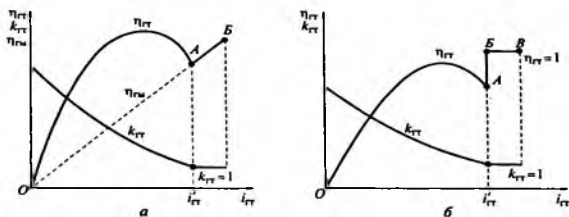
bu yerda: ρ – ishchi suyuqlikning zichligi.

Ushbu ko'rsatkichlar gidrotransformatorlarning tashqi tavsifi ifodalanadi. Gidrotransformatorlarning tashqi tavsifi 3.14-rasmda ko'rsatilgan bo'lib, K , λ_n , η_{π} larning U_{π} bilan bog'liqlik grafigidir. Aytish joizki, bu tavsif har xil faol diametrli, geometrik o'xshash gidrotransformatorlarga ham tegishlidir.



3.14-rasm. Gidrotransformatorning tavsifi.

Gidrotransformatorlarning shaffoflik koeffitsiyenti P – uning dvigatelga yuklanish berish hususiyati bo'lib, turbina to'xtab turganda ($\omega_r = 0$), nasos validagi moment koeffitsiyentining, transformatsiya koeffitsiyenti $K=1$ vaqtidagi nasos validagi moment koeffitsiyentiga nisbatiga aytiladi. Shaffoflik koeffitsiyenti gidrotransformatorlar g'ildiraklarini shakliga va konstruksiyasiga qarab $P=1.2 \div 2.5$ bo'lishi mumkin.



3.15-rasm. Kompleks (a) va bloklanuvchi (b) GDTlarning tavsifi.

Gidrotransformatorlarni uzatish soni 0,88 yaqinlashganda FIKi keskin tushib ketadi. Shuning uchun uni gidromufta rejimiga o'tkazish maqsadga muvofiq. Chunki ushbu rejimlarda gidromuftani FIKi yuqoriroq. Buning uchun reaktor erkin yurish muftasi ustiga o'rnatiladi va suyuqlik oqimini yo'nalishi o'zgarib, reaktorning orqasidan ta'sir etganda u suyuqlik oqimi bilan aylanib ketadi. Gidromufta rejimiga o'ta oladigan gidrotransformatorlar kompleksli deb ataladi (3.18a-rasm). Lekin, bu ham yetarli emas. Gidrotransformatorlarni uzatish soni 0,95 yaqinlashganda gidromuftani ham FIKi tushib ketadi. Buning oldini olish uchun Gidrotransformatorlar bloklanadi (nasos va turbina mexanik yo'l bilan bir-biriga ulanadi). 3.18b-rasmda bloklanuvchi transformatorni FIK o'zgarishi keltirilgan.

Gidrotransformatorlarlar ko'p g'ildirakli ham bo'lishi mumkin. Masalan, ikki reaktorli yoki ikki turbinali. Bu konstruktiv amallar Gidrotransformatorlarni tavsifini oshirish uchun bajariladi.

Konstruktiv omillarga qaramasdan Gidrotransformatorlarni moment o'zgartirish diapazoni zamonaviy avtomobillar uchun yetarli emas. Shuning uchun, uzatmani diapazonini kengaytirish maqsadida, Gidrotransformatorlardan so'ng ko'pincha, ketma-ket mexanik pog'onali uzatmalar qutisi o'rnatiladi. Uning pog'onalarini o'zgartirish, harakat sharoitiga mos ravishda, avtomatik bajariladi. Ushbu uzatmalar gidromexanik uzatma deb ataladi.

Nazorat savollari:

1. Uzatmalar qutisining tasnifi va qo'llanilishi.
2. Uzatmalar qutisiga qo'yiladigan talablar.
3. Uzatmalar qutisida uzatishlar sonining diapazoni deb nimaga aytiladi?
4. Uzatmalar qutisida pog'onalar sonining zichligi deb nimaga aytiladi?
5. Uzatmalar qutisining shovqinsiz ishlashi qanday ta'minlanadi?
6. Uzatmalar qutisini yengil boshqarish qanday ta'minlanadi?
7. Uzatmalar qutisida yuqori FIK qanday ta'minlanadi?
8. Ikki valli uzatmalar qutisining sxemasi va tahlili.
9. Uch valli uzatmalar qutisining sxemasi va tahlili.
10. Ko'p valli uzatmalar qutisining asosiy qismlari va tahlili.
11. Qo'shimcha quti (multiplikator)ning vazifasi va ishlatilishi.
12. Qo'shimcha quti (demultiplikator)ning vazifasi va ishlatilishi.
13. Tarqatish qutisining tasnifi.
14. Tarqatish qutisiga qo'yiladigan talablar.
15. Uzatmalar qutisini hisoblash rejimlari.
16. Pogonali uzatmalar qutisida o'qlararo masofani aniqlash.
17. Uzatmalar qutisida aylanma kuchni aniqlash.
18. Uzatmalar qutisida radial kuchni aniqlash.
19. Uzatmalar qutisida o'q bo'ylab yo'nalgan kuchni aniqlash.
20. Uzatmalar qutisida valning xavfli qirqimini aniqlash.
21. Uzatmalar qutisida valning egilishini aniqlash.
22. Uzatmalar qutisida valning buralish burchagini aniqlash.
23. Uzatmalar qutisida shesternyalarni hisoblash.
24. Uzatmalar qutisida sinxronizatorni hisoblash.

4-BOB. KARDAN UZATMALAR

Tayanch iboralar: kardan, elastik mufta, shlitsa, podshipnik, sharnir, burovchi moment, sinxron, asinxron, to'la kardan, yarim kardan.

4.1-§. Kardanli uzatmaning tasnifi va qo'llanilishi

Kardanli uzatma o'qlari bir to'g'ri chiziqda yotmaydigan va o'z holatini harakat davomida o'zgartirib turadigan vallar yordamida burovchi momentni bir mexanizmdan boshqasiga o'tkazish uchun xizmat qiladi.

Kardanli uzatma quyidagilardan tashkil topgan:

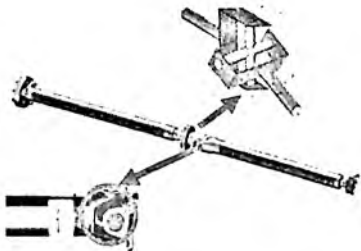
- *elastik mufti;*
- *shlitsali birikma;*
- *oldingi kardanli val;*
- *tayanch podshipnik;*
- *oldingi kardan sharniri;*
- *orqa kardan val;*
- *orqa kardan sharniri.*

Avtomobilning kuch uzatmasiga o'rnatilgan kardanli uzatma dvigateldan olinadigan burovchi momentni uzatmalar qutisi orqali bitta yetakchi ko'prikkaga tarqatish qutisi yordamida bir nechta ko'prikkaga uzatib berishi lozim.

Avtomobil notekis yo'llarda yurganida yetakchi ko'prik ramaga nisbatan tik tekislikda tebranib, uzatish burchagi o'zgarib turadi. Shu sababli burovchi momentning uzatmalar qutisidan (yoki taqsimlash qutisidan) yetakchi ko'prikkaga o'zgaruvchan burchak ostida uzatishda kardanli uzatmadan foydalaniladi. Kardan sharnirlar o'qlari bir-biriga nisbatan to'g'ri yotmagan vallardan burovchi momentni o'zaro uzatish uchun xizmat qiladi. Tepish va buralma tebranishlar xavfini kamaytirish uchun aksari zamonaviy avtomobillarda kardanli, sharnirli hamda ikkita val shuningdek, oraliq tayanchdan tashkil topgan kardanli uzatmadan foydalaniladi. Bunda uzatmaning uzayib qisqarishini ta'minlaydigan shlitsali birikma mavjud.

Avtomobillarda qo'llaniladigan kardanli sharnirlar ikki xil bo'ladi:

- burchak tezliklari bir xil bo'lmagan kardanli sharnirlar (4.1-rasm);
- burchak tezliklari bir xil bo'lgan kardanli sharnirlar (4.2-rasm).



4.1-rasm. Burchak tezliklari bir xil bo'lmagan kardanli sharnir.



4.2-rasm. Burchak tezliklari bir xil bo'lgan kardanli sharnir.

Burchak tezliklari bir xil bo'lmagan kardanli sharnirlar o'z navbatida qayishqoq (elastik) va bikr (krestovinali) bo'lishi mumkin.

Kardanli uzatma kardanli sharnirlaridan, vallardan va vallarning oraliq tayanchlaridan tashkil topgan. **Kardan sharniri** deb, sharnirli bo'g'inga aytilib, uning yordamida aylanma harakatni (burovchi momentni) bir valdan ikkinchi valga o'zgaruvchan burchak ostida uzatadi. Ko'pchilik hollarda bikr kardanlar ishla-

tiladi. Birkardanli sharnirlar mahkamlangan vilkalardan, ularni birlashtiruvchi krestovinalardan va nenasimon podshipniklardan tashkil topgan. Vilklar bir-biriga nisbatan 90° perpendicular bo'lgan tekislikda qo'zg'alishi mumkin.

Kardan sharnirlari aylanayotganida kardan valining og'ishi, yetaklanuvchi vilkaning krestovinada og'ishi hisobiga sodir bo'ladi, 90° gradusga burilganida esa, yetakchi vilkada krestovinani og'ishi sodir bo'ladi.

Kardanli val asosan uzatmalar yoki taqsimlash qutilarining yetaklanuvchi valini bosh uzatmaning yetakchi vali bilan tutashtirib turadi. Uzatmalar yoki taqsimlash qutilari rama yoki kuzovga mahkamlangan bo'ladi, yetakchi ko'priksiz rama osma orqali bog'langan bo'lib, rama nisbatan qo'zg'alib turadi. Shuning uchun ham harakat davomida ko'rsatilgan mexanizmlarning holati bir-biriga nisbatan o'zgarib turadi.

Konstruktsiyasi bo'yicha kardanli uzatmalar ochiq va yopiq bo'lishi mumkin.

Kardan sharnirlar tasnifi:

2) Kinematikasi bo'yicha:

- asinxron, ya'ni burchak tezliklari teng bo'lmagan (oddiy, universal);

- sinxron, ya'ni burchak tezliklari teng bo'lgan (sharikli, kulachokli, tishli, qo'shilgan va h.k.)

2) Konstruktsiyasi bo'yicha:

- to'la kardan (burchak tezliklari teng bo'lgan va teng bo'lmagan) burchak 40°;

- yarim kardan (qattiq elastik, burchak 2° dan kichik) burchak 8...12°.

Kardanli uzatmaga qo'yiladigan talablar.

1) Burovchi momentni uzatayotganda transmissiyada qo'shimcha yuklanishlar hosil bo'lishi kerak emas (egiluvchi, buraluvchi, o'q bo'ylab yo'nalgan, titrash);

2) O'qlar orasidagi burchakdan qat'iy nazar yetakchi va yetaklanuvchi vallarning o'qlari iloji boricha bir xil burchak tezlik bilan aylanishi kerak;

3) FIK yuqori bo'lishi kerak;

- 4) Shovqinsiz ishlashi kerak;
- 5) Umumiy talablar.

4.2-§. Burchak tezliklari teng bo'lgan (asinxron) kardan sharnirlarining kinematikasi va dinamikasi

Asinxron kardan sharnirning kinematikasi

Mashina va mexanizmlar nazariyasi fanidan bunday sharnir uchun quyidagi tenglik o'rinli:

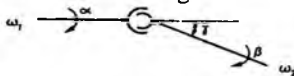
$$\operatorname{tg} \beta = \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \gamma$$

Tenglamani ikki tomonini vaqtga asosan differentsiallaymiz:

$$\frac{1}{\cos^2 \beta} \cdot \frac{d\beta}{dt} = \frac{1}{\cos^2 \alpha \cdot \cos \gamma} \cdot \frac{d\alpha}{dt}$$

$$\frac{d\alpha}{dt} = \omega_1 \text{ va } \frac{d\beta}{dt} = \omega_2 \text{ shuning uchun } \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos^2 \beta}{\cos^2 \alpha \cdot \cos \gamma}$$

bir qator almashtirishlardan so'ng:



4.3-rasm. Asinxron kardan sharnirning sxemasi.

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos^2 \beta}{\cos^2 \alpha \cdot \cos \gamma}$$

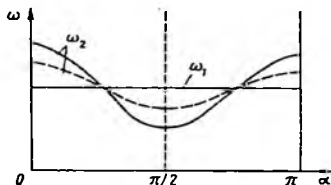
aylanish notekisligi γ burchakka bog'liq. Agar $\gamma = 0, \cos \gamma = 1$ bo'lsa, unda $\omega_2 = \omega_1$ ya'ni o'zgartirishlardan so'ng formulani quyidagi ko'rinishga keltiramiz:

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos \gamma}{1 - \sin^2 \gamma \cos^2 \alpha}$$

Agar $\omega_1 = \text{const}$ bo'lsa ω_2 ning aylanish notekisligi $\cos^2 \alpha$ yoki α ga bog'liq, $\frac{\omega_2}{\omega_1}$ eng katta qiymati $\cos^2 \alpha = 1$ teng bo'lganda $\alpha = 0^\circ, 180^\circ, 360^\circ, \dots + 180^\circ$ bo'ladi, chunki bunda $\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{1}{\cos \gamma} \geq 1$.

$\frac{\omega_2}{\omega_1}$ eng kichik qiymati $\cos^2 \alpha = 0$ teng bo'lganda

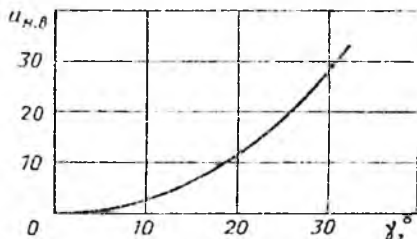
$\alpha = 90^\circ, 270^\circ, 540^\circ, \dots + 180^\circ$ bo'ladi, chunki bunda $\frac{\omega_2}{\omega_1} = \cos \gamma \leq 1$.



4.4-rasm. Yetaklanuvchi valning burchak tezligi bilan yetakchi valning burilish burchagi orasidagi bog'lanish grafigi.

Agar keltirilgan grafikka e'tibor bersak yetakchi val tekis aylanib 360° burilsa yetaklanuvchi valning burchak tezligi ikki marta oldinga o'tadi va ikki marta orqada qoladi. Bu esa, o'z navbatida, notekis harakatni uyg'otadi. Notekislik darajasi:

$$H = \frac{\omega_{1\max} - \omega_{1\min}}{\omega_1} = \frac{\frac{\omega_1}{\cos \gamma} - \omega_1 \cos \gamma}{\omega_1} = \frac{\sin^2 \gamma}{\cos \gamma}$$



4.5-rasm. Notekislikni γ ga bog'liqligi.

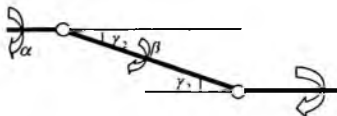
Demak, bunday sharnir burchak tezliklarining tebranishlarini uyg'otadi. Notekislik darajasi yetakchi va yetaklanuvchi vallar orasidagi burchakga bog'liq.

Asinxron kardan sharnirining dinamikasi

Agar sharnirda energiya yo'qolishini hisobga olmasak $N_1 = N_2$, yoki $M_1 \omega_1 = M_2 \omega_2$,

Bundan $M_2 = \frac{\omega_1}{\omega_2} = M_1 \frac{1 - \sin^2 \gamma \cos^2 \lambda}{\cos \gamma}$ demak $M_{2\max} = \frac{M_1}{\cos \gamma}$; $M_{2\min} = M_1 \cos \gamma$

Ikkita asinxron sharnirli kardan uzatmani kinematikasi



4.6-rasm. Ikkita asinxron kardan sharnirning sxemasi.

Birinchi sharnir uchun $\operatorname{tg} \beta = \frac{\operatorname{tg} \lambda}{\cos \gamma_1}$

Ikkinchi sharnir 90° ilgari surilgan shuning uchun
 $\operatorname{tg}(90 + \varphi) = \frac{\operatorname{tg}(90 + \beta)}{\cos \gamma_2}$ o'zgarishlardan so'ng $\operatorname{tg} \beta = \frac{\operatorname{tg} \varphi}{\cos \gamma_2}$

Tenglashtirsak $\frac{\operatorname{tg} \lambda}{\cos \gamma_1} = \frac{\operatorname{tg} \varphi}{\cos \gamma_2}$ yoki $\frac{\operatorname{tg} \varphi}{\operatorname{tg} \lambda} = \frac{\cos \gamma_2}{\cos \gamma_1}$

Demak, burchaklar φ va λ teng bo'lishi uchun:

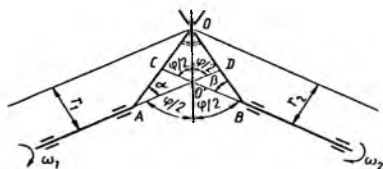
- $\gamma_1 = \gamma_2$ bo'lishi kerak
- sharnirning yetakchi vilkalarining tekisliklari orasida 90° burchak bo'lishi kerak
- vallar bir tekislikda yotishi kerak.

4.3-§. Burchak tezliklari teng bo'lgan (sinxron) kardan sharnirlarining kinematikasi va tahlili

"0" nuqtaning aylanma tezligi bo'ladi $\nu_0 = \omega_1 r_1$ va $\nu_0 = \omega_2 r_2$

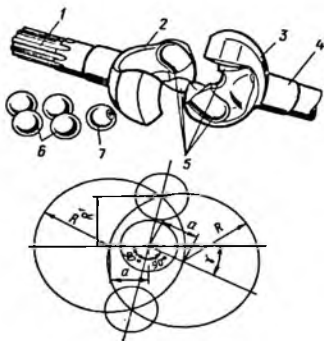
Demak, $\omega_1 \cdot r_1 = \omega_2 r_2$, lekin $r_1 = AO \sin \lambda$; $r_2 = BO \sin \beta$

Bunda $\omega_1 AO \sin \lambda = \omega_2 BO \sin \beta$ - bundan chiqdi agar $AO = BO$, $\lambda = \beta$ bo'lsa $\omega_1 = \omega_2$ sharnir sinxron bo'ladi. Demak sharnir sinxron (burchak tezliklari teng) bo'lishi uchun "0" nuqta har doim vallar orasida hosil bo'lgan burchakning bissektrisa tekisligida bo'lishi kerak. Bu shart konstruksiya yordamida bajariladi.



4.7-rasm. Sinxron kardan sharnirning sxemasi.

Eng sodda va arzon kardan sharniri harakatni ikkala tomonga ham ikkita sharik vositaligida uzatadi. Shariklar ariqcha yuzalariga nuqtaviy yuzada taʼsir etadi, shuning uchun juda katta solishtirma bosim hosil boʻladi. Bosim yuzalarda brinellirovanie (uqalanish) hosil qiladi;



4.8-rasm. Ariqchalar bilan sharikli kardan sharniri (VEYS).

Sharnir 32^0 burchak ostida ishlay oladi, ish davri yoki ish muddati 25-30 ming kmgacha. Katta yuk koʻtaruvchi, oʻtagʻon avtomobillarda oldingi boshqariluvchi koʻpriklarda ishlatiladi.

Harakatni ikkala tomonga ham oltita sharik vositaligida uzatadi, shariklar ariqcha yuzalariga egri chiziq boʻylab taʼsir etadi, shuning uchun solishtirma bosim katta emas. Shariklarni bissektisa tekisligida yotishi boʻluvchi richagchani toʻgʻri tanlanishi va sharnir ishlayotgan burchagiga bogʻliq boʻluvchi richag separator

yordamida shariklarni bissektirisa tekisligiga joylashadi. Moylanishi yaxshi bo'lgan holda sharnir 150 ming km dan ziyod ishlaydi, kardan sharnir konstruksiyasi bir muncha murakkab va bunday sharnir qimmatroq.

4.4-§. Kardanli uzatmadagi yuklanishlar. Kardan valini hisoblash

1) Kardan valining egilishi uning yuklanish sxemasiga qarab aniqlanadi:

$$f = \frac{5 q_e \cdot l_v^4}{384 E \cdot J_v},$$

bu yerda: E – birinchi darajali elastiklik moduli ($E = 2 \cdot 10^4$ MPa);
 J_v – val ko'ndalang yuzasining inersiya momenti trubali val uchun: $J_v = \frac{\pi(d_H^4 - d_n^4)}{64}$ to'liq val uchun: $J_v = \frac{\pi \cdot d_H^4}{64}$ sm⁴

d_n va d_v – kardan valining ichki va tashqi diametrlari;

q_v – valning uzunligiga to'g'ri kelgan og'irligi;

l_v – valning uzunligi.

2) Kardan valining massasi quyidagicha aniqlanadi:

$$m_v = \frac{\pi(d_H^4 - d_n^4)}{4} \cdot l_v \cdot \gamma$$

bu yerda: γ – kardan vali materialining zichligi.

3) Kardan valining kritik aylanishlar sonini aniqlaymiz (S_v va l_v larning qiymatini o'rniga qo'yib):

truba val uchun: $n_{kp} = 12 \cdot 10^4 \frac{\sqrt{d_n^2 + d_H^2}}{l_v^2}$; to'liq val uchun:

$$n_{kp} = 12 \cdot 10^4 \frac{d_H}{l_v^2};$$

Kardan valining kritik aylanishlar soni dvigatelning maksimal aylanishlar sonidan 1,5...2 marotaba ko'p bo'lishi kerak.

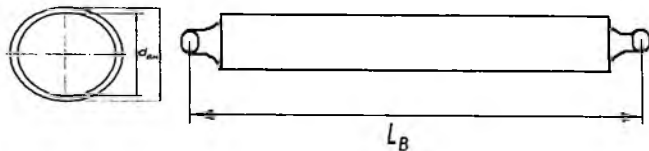
4) Kardan valining maksimal aylanishlar soni:

$$n_{e \max} = \frac{2,65 \cdot v_{a \max} \cdot n_{B-K}}{r_k},$$

bu yerda: $v_{a \max}$ – avtomobilning maksimal tezligi. km/s

U_{B-K} – kardan valdan yetakchi g'ildiraklargacha bo'lgan uzatish soni.

r_k – g'ildirakning g'ildirash radiusi



4.9-rasm. Kardan val sxemasi.

5) Kardan valning mumkin bo'lgan uzunligini aniqlash:

$$l_{s \max} = \sqrt{\frac{0.83 \cdot 10^7 \cdot \sqrt{D^2 + d^2}}{n_{s \max}}},$$

Kardan valning o'rnatilish burchagi avtomobil tinch turganda yengil avtomobillarda 3^o dan, yuk avtomobillarida 4^o dan, o'tag'on avtomobillarda 8^o dan katta bo'lmasligi kerak;

Buraluvchi yuklanishlar.

6) Trubali kardan valning buralishdagi kuchlanishi:

$$\tau_{\tau p} = \frac{M_{k \max} \cdot U'_{TP \max} \cdot d_s}{0.2(d_s^4 - d_i^4)} \quad [\tau_{\tau p}] = 100 \dots 120 \text{ MPa}.$$

To'liq kardan valning buralishdagi kuchlanishi:

$$\tau_{\tau p} = \frac{M_{k \max} \cdot U'_{TP \max}}{0.2 d_s^4} \quad [\tau_{\tau p}] = 300 \dots 400 \text{ MPa}$$

7) Kardan valning buralish burchagi:

$$\theta = \frac{M_{k \max} \cdot U_{TP} \cdot L_s \cdot 180}{J_s \cdot G \cdot n},$$

bu yerda: G – ikkinchi darajali elastiklik moduli. $G=850 \text{ GPa}$

Kardan valning ruxsat etilgan buralishi 1 metrda 7...8^o

8) Kardan valning shlitsasida eziluvchi kuchlanish quyidagicha aniqlanadi:

$$\sigma_{cu} = \frac{8 M_{k \max} \cdot U'_{TP \max}}{(d_{shv}^2 - d_{sh}^2) l_{sh} \cdot n_{sh}} \quad [\sigma_{cu}] = 15 \dots 20 \text{ MPa}.$$

bu yerda: d_{sh} , d_{shv} – shlitsaning tashqi va ichki diametrlari;

p_{sh} – shlitsalar soni;

l_{sh} – shlitsaning uzunligi.

9) Kardan valining shlitsasida qirqiluvchi kuchlanish quyidagicha aniqlanadi:

$$\tau_{sp} = \frac{M_{kmax} \cdot U'_{TPmax}}{d_{av} \cdot l_w \cdot b_w \cdot n_w} [\tau_{sp}] = 25 \dots 30 \text{ MPa.}$$

bu yerda: b_{sh} – shlitsaning eni.

10) Kardan valining shlitsasida o'q bo'ylab yo'nalgan yuklanish quyidagicha aniqlanadi:

$$P_s = \frac{4M_{kmax} \cdot U'_{TPmax}}{(d_{av} + d_{av})}$$

4.5-§. Krestovina va sinxron kardan sharnirini hisoblash

1) Krestovina shipning egilishdagi kuchlanishi:

$$\sigma_{II} = \frac{M_{kmax} \cdot U'_{TPmax} \cdot a}{2r \cdot 0,1d^3}; [\sigma_{II}] = 300 \text{ MPa}$$

bu yerda: M_{kmax} – dvigatelning maksimal burovchi momenti,

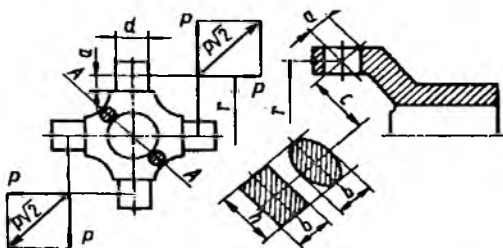
U'_{TPmax} – kardanli uzatmagacha bo'lgan transmissiyaning uzatish soni

2) Krestovina shipining qirqilishdagi kuchlanishi

$$\tau = \frac{2M_{kmax} \cdot U'_{TPmax}}{\pi d^2 \cdot r}; [\tau] = 60 \dots 80 \text{ MPa}$$

3) Krestovinaning A-A qirgimda sinishdagi F yuza bo'yicha kuchlanishi:

$$\sigma_F = \frac{M_{kmax} \cdot U'_{TPmax} \cdot \sqrt{2}}{2r \cdot F}; [\sigma_F] = 100 \dots 150 \text{ MPa}$$



4.10-rasm. Kardan sharnirini hisoblash sxemasi.

4) Vilkaning egilishdagi kuchlanishi:

$$\sigma_{II} = \frac{M_{kmax} \cdot U'_{TFmax} \cdot c}{2r \cdot W_k}; [\sigma_{II}] = 60 \dots 80 \text{ MPa}$$

bu yerda: $W_k = \frac{b \cdot h^2}{6}$ – to'g'ri burchakli shakldagi qirqim uchun;

$W_k = \frac{b \cdot h^2}{10}$ – elliptik shakldagi qirqim uchun.

5) Vilkaning buralishdagi kuchlanishi:

$$\tau = \frac{M_{kmax} \cdot U'_{TFmax} \cdot a}{2r \cdot W_{\tau}}; [\tau] = 120 \dots 150 \text{ MPa}$$

bu yerda: $W_{\tau} = \alpha \cdot h \cdot b$ – to'g'ri burchakli shakldagi qirqim uchun;

$W_{\tau} = \frac{b \cdot h^2}{5}$ – elliptik shakldagi qirqim uchun.

α koeffitsiyenti $\frac{h}{b}$ nisbatga bog'liq:

$\frac{h}{b}$	1,	1,	2,	2,	3,
	0	5	0	5	0
α	0,	0,	0,	0,	0,
	208	231	246	258	267

Ignali podshipniklardagi ruxsat etilgan yuklanish:

$$P_{max} \leq 7900 \cdot \frac{z_{II} \cdot l_{II} \cdot d_{II}}{\sqrt{\frac{n_{II}}{U'_{TFmax}} \cdot \lg \gamma}}$$

bu yerda: z_{II} – chislo podshipnikdagi ignalar soni;

l_{II} – ignaning uzunligi;

d_{II} – ignaning diametri;

n – M_{kmax} dagi tirsakli valning aylanishlar chastotasi.

Sinxron kardan sharnirini hisoblash

1) To'rt sharikli sharnirlarda shariklarning ariqcha yuzalariga ta'sir kuchi quyidagicha aniqlanadi:

$$P = \frac{M_{kmax} \cdot U'_{TFmax}}{2R'}$$

2) Ariqcha yuzalarining ezilishdagi kuchlanishi:

$$[\sigma_{II}] = 5100 \cdot \sqrt{\frac{P}{d^2}}$$

bu yerda: d – sharik diametri;

$R' - R$ kuch qo'yilgan elka uzunligi; $R' = R \cdot \cos(\varphi + 0,5\gamma)$ $\varphi = \arcsin\left(\frac{a}{R}\right)$

3) Olti sharikli sharnirlarda shariklarning ariqcha yuzalariga ta'sir kuchi quyidagicha aniqlanadi:

$$P = \frac{M_{t \max} \cdot U'_{IT \max}}{6R \cdot \cos \gamma}$$

4) Sharikka ta'sir etuvchi normal kuch:

$$P = \frac{P}{\cos \lambda}$$

bu yerda: λ – sharik va ariqchaning tutashuv burchagi ($\lambda = 40 \dots 45^\circ$).

$d = \frac{R}{1.7}$ diametrli (sm da) sharikka ta'sir etuvchi yuklanish $46d^2$ kNdan oshmasligi kerak.

Nazorat savollari:

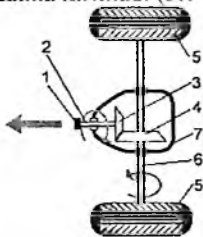
1. Kardanli uzatmalarning tasnifi.
2. Kardanli uzatmalarga qo'yiladigan talablar.
3. Kardanli uzatmalarning sxemalari (4x2, 4x4, 6x6 g'ildirak formulali).
4. Asinxron kardan sharnirining kinematikasi.
5. Sinxron kardan sharnirining kinematikasi.
6. Elastik yarim kardan sharnirining afzallik va kamchiliklari.
7. Veys turidagi sinxron kardan sharnirining tahlili.
8. Rtsepp turidagi sinxron kardan sharnirining tahlili.
9. Birfild turidagi sinxron kardan sharnirining tahlili.
10. Kardan valining kritik aylanishlar sonini aniqlash.
11. Kardan valining egilishi aniqlash.
12. Kardan valning buralish burchagini aniqlash.
13. Kardanli uzatmadagi krestovinani hisoblash.

5-BOB. ASOSIY UZATMA, DIFFERENSIAL VA YARIM O‘QLAR

Tayanch iboralar: *Asosiy uzatma, differensial, yarim o'qlar, flanelts, yetakchi, yetaklanuvchi, shesternya, chervyakli, silindrik, konssimon, gippoidli.*

5.1-§. Asosiy uzatma konstruksiyasi, tahlili va uni hisoblash

Zamonaviy avtomobillarda o'lchamlari va massasi nisbatan katta bo'lmagan, tezyurarligi hisobiga yuqori quvvat hosil qiladigan dvigatellar qo'llanilmoqda. Biroq shunga qaramay, bu dvigatellar vallarida hosil bo'ladigan burovchi moment (agar bu momentni o'zgartirmasdan to'g'ridan-to'g'ri avtomobilning yetakchi g'ildiraklariga uzatilsa) avtomobilning turli yo'l sharoitlarida yura olishiga yetarli emas. Avtomobilning harakatlanishi uchun uning yetakchi g'ildiraklaridagi burovchi momentni oshirish qisman uzatmalar qutisi yordamida bajarilishini yuqorida aytib o'tilgan. Lekin, avtomobil ish mobaynida ko'p vaqt nisbatan katta tezlik bilan to'g'ri uzatmada harakatlanadi. Demak, to'g'ri uzatmada dvigatel validagi burovchi moment o'zgarmasdan, ya'ni avtomobilning yura olishga yetarli bo'lmagan holda yetakchi g'ildiraklarga uzatilgan bo'lar edi. Shu sababli avtomobilning yetakchi g'ildiraklaridagi burovchi momentni (aylanishlar chastotasini kamaytirish hisobiga) zarur miqdorga oshirish uchun transmissiyaga asosiy uzatma kiritiladi (5.1-rasm).



5. 1-rasm. Asosiy uzatmaning sxemasi: 1-flanes; 2-yetaklovchi val shesternyasi; 3-yetaklovchi shesternya; 4-yetaklamuvchi shesternya; 5-yetaklovchi (orqa) g'ildirak; 6-yarim o'qlar; 7-asosiy uzatma g'ilofi.

Asosiy uzatma tishli g'ildiraklarining yetakchisi kichik diametrli yetaklanuvchisi esa, katta diametrli qilib yasalgani uchun yarim o'qlarning aylanishlar chastotasi (uzatish soniga qarab) kardan valning aylanishlar chastotasiga qaraganda kam bo'ladi. Yarim o'qlarning va u bilan bog'liq bo'lgan yetakchi g'ildiraklarning aylanishlar chastotasi kardan val aylanishlar chastotasiga nisbatan qancha kam bo'lsa, ulardagi burovchi moment shuncha ko'p bo'ladi. Demak, yetakchi g'ildiraklardagi burovchi momentning, kardan valnikiga nisbatan ortishi asosiy uzatmaning uzatish soniga bog'liq bo'ladi. Asosiy uzatmaning uzatish soni asosan dvigatelning quvvatiga va tezyurarliligiga, shuningdek, avtomobilning massasi va qanday ishga mo'ljallanganligiga bog'liq bo'lib, u yuk avtomobillarida 6,5...9,0; yengil avtomobillarda esa 3,5...5,5 oralig'ida bo'ladi.

Asosiy uzatmalar ilashishdagi tishli g'ildiraklarning soniga qarab yakka yoki qo'shaloq bo'lishi mumkin.

Yakka uzatma bir juft tishli g'ildirakdan, ko'shaloq uzatma esa ikki juft tishli g'ildiraklardan iborat. Yakka uzatmalar o'z navbatida silindrik, konussimon, gipoidli yoki chervyakli bo'lishi mumkin. Qo'shaloq uzatmalar esa, odatda, bir juft konussimon va bir juft silindrik tishli g'ildiraklardan tashkil topib, ular o'z navbatida ko'priq o'rtasida yaxlit joylashgan markaziy uzatma yoki ikki qismga bo'lingan, ajratilgan uzatma bo'lishi mumkin. Yakka uzatmalar ko'pincha yengil yoki o'rta yuk avtomobillarida qo'llaniladi. Dvigateli oldida va yetakchi ko'prigi orqada joylashgan kompanovkali avtomobillarda konusli yoki gipoidli uzatmalar ishlatiladi. Kompanovkasi old yuritmal bo'lgan yengil avtomobillarda (Neksiya, Tiko, MATIZ, VAZ-2108, VAZ-2109) silindrik uzatmalar qo'llanilmoqda.

Konussimon asosiy uzatmaning ishlashidagi o'ziga xos xususiyatlari val tayanchlariga o'zaro perpendikular bo'lgan uchta yuzada katta kuchlarni ta'sir etishidir. Bu kuchlar ta'sirida tishli g'ildiraklarning vallari o'qi bo'ylab siljishga intiladi. Bundan tashqari yetakchi tishli g'ildiraklarning tayanch podshipniklari valning bir tomonida joylashganligi, uzatmaning ishlashida tishlarga ta'sir etuvchi kuchlarning notekis taqsimlanishiga, bu esa

qo'shimcha dinamik kuchlarning paydo bo'lishiga sabab bo'ladi. Konussimon asosiy uzatmaning uzoq muddat ishlashi uchun tishlarning boshlang'ich konus uchlari (vershina) 0 nuqtada bo'lgan holda ularning ilashishi talab etilgan aniqlikda bo'lishi shart. Boshlang'ich konus uchlarning siljishi uzatmaning ishlash sharoitini tez yomonlashtirib yeyilishini tezlashtiradi va shovqinini oshiradi. Tishli g'iddiraklarning aniq ilashishini, shuning bilan, ishonchli ishlashini ta'minlash maqsadida ularning podshipniklari oldindan tig'izlab o'rnatiladi va karterining bikrligi oshiriladi. Bundan tashqari o'tuvchanligi yuqori bo'lgan yengil avtomobillarda, shuningdek, yuk avtomobillarida qo'llanilgan konussimon yoki gipoidli uzatmalarda, katta yuklanishda ishlaganda, ilashishning aniqligini saqlash maqsadida yetakchi tishli g'ildirak valiga va yetaklanuvchi tishli g'ildirakka qo'shimcha tayanchlar ishlanadi.

O'qlarining bir-biriga nisbatan bunday joylanishi kardanli uzatmaning orqa uchini pastroq tushiradi, bu esa o'z navbatida avtomobilning og'irlik markazini pasaytirib, uning turg'unligini oshiradi. Bundan tashqari, gipoidli uzatmada tishlarning spiral burchagi katta bo'lgani uchun, ularning uzunliga ham katta bo'lib, bir vaqtda ilashib turgan tishlarning soni konussimon uzatmaga qaraganda ko'p bo'lib, ilashib turgan tishlarning har biriga to'g'ri keladigan yukni kamaytiradi. Uzatish soni va yetaklanuvchi tishli g'ildirak diametri bir xil bo'lgan, ikki xil uzatmalar taqqoslanganda gipoidli uzatmada yetakchi tishli g'ildirakning diametri konussimon uzatmadagi yetakchi tishli g'ildiraknikiga qaraganda kattaroq, ya'ni bikrligi yuqoriroq bo'ladi. Bularning barchasi gipoidli uzatmaning afzalligi hisoblanib, uning mustahkamligi va uzoq muddat ishonchli shovqinsiz, ravon ishlashini ta'minlaydi.

Uzatmaning kamchiliklari g'ildirak tishlarining spirall burchagi katta bo'lganligi tufayli tish sirtlari o'zaro sirpanib ishlaydi, natijada ular nisbatan tez yeyiladi, yeyilishni oldini olish uchun sirpanib ishlayotgan tish sirtlarida mustahkam moy qatlami hosil qiladigan maxsus gipoid moyidan foydalanish kerak. Bundan tashqari, bu uzatmaning tishli g'ildiraklarini tayyorlash nisbatan qiyin, ularni yig'ishdagi aniqlik darajasi yuqori, chunki kichik noaniqlikning ta'siri tez seziladi. Lekin shunga qaramay, bu

kamchiliklar gipoidli uzatmaning afzalliklariga hech qanday zarar yetkazmaydi.

Chervyakli asosiy uzatmalar tishli g'ildirakli uzatmalardan o'zining ixchamligi va shovqinsiz ishlashi bilan farqlanadi. Ammo bu uzatmaning konusli va gipoidli uzatmalarga nisbatan kichik va uni tayyorlashda qimmat metall (bronza) ishlatilganligi sababli avtomobillarda deyarli qo'llanilmaydi.

Asosiy uzatma quyidagi ko'rsatkichlar bo'yicha tasniflanadi:

1) Yakka asosiy uzatmalar:

- chervyakli;
- silindrik;
- konussimon;
- gipoidli.

2) Qo'shaloq asosiy uzatmalar:

- markaziy;
- ajratilgan.

Asosiy uzatmaga qo'yiladigan talablar.

Avtomobilning optimal tortish va tejamkorlik xususiyatlarini dvigatelning berilgan tashqi tezlik xarakteristikasi uchun ta'minlashi kerak.

- Uzatish sonini to'g'ri tanlash;
- FIK yuqori bo'lishi $\eta = \frac{1 + f_{tg}\beta_2}{1 + f_{tg}\beta_1}$.

Asosiy uzatma turi	FIK
Egri chiziqli tishli yakka konussimon va gipoid asosiy uzatma	0,96-0,98
Konussimon va silindrik juftliklar bilan asosiy uzatma	0,93-0,96
Chervyakli yakka asosiy uzatma	0,90-0,94

Asosiy uzatma va yo'l orasidagi masofa iloji boricha katta bo'lishi uchun uning o'lehamlari kichik bo'lishi kerak.

- Qo'shaloq asosiy uzatmani ikkinchi qismini g'ildiraklarga joylashtirish;

- Gipoid asosiy uzatmadan foydalanish.

Shovqinsiz ishlashi kerak.

- Gipoid asosiy uzatmadan foydalanish;

- Vallarni va shesternyalarni qattiqligini ta'minlash;

- Vallarni va shesternyalarni aniq va mustahkam o'rnatilishini ta'minlash;

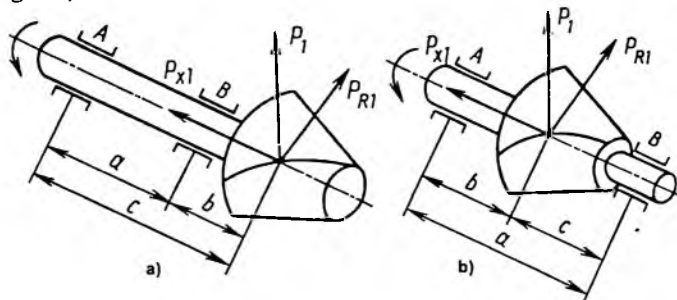
- Yetakchi valning tayanch podshipniklarini oldindan siqib qo'yish (prednatyag);

- Konstruksiyadagi ishqalanuvchi qismlarida yaxshi moylanishni ta'minlash va maxsus moylarni qo'llash.

Umumiy talablar.

Asosiy uzatmani hisoblash asoslari

Asosiy uzatmaning tishli g'ildirak tishlariga, val va podshipniklarga ta'sir etuvchi yuklanish manbai bo'lib ilashmadagi kuchlar hisoblanadi. Ularni aniqlash uchun 5.2-rasmdagi sxemadan foydalanamiz. Sxemada shesternya tishlariga ta'sir etayotgan normal kuchni hosil qiluvchi kuchlar ko'rsatilgan: P_1 – aylana bo'ylab yo'nalgan kuch; P_{x1} – o'q bo'ylab yo'nalgan kuch; P_{R1} – radius bo'ylab yo'nalgan kuch (1 va 2 indekslar shesternya va g'ildirakka tegishli).



5.2-rasm. Asosiy uzatmadagi kuchlarni aniqlash sxemasi
a)-konsol o'rnatilgan; b)-qo'shimcha tayanch bilan o'rnatilgan.

Konussimon asosiy uzatmadagi kuchlar.

Shesternya.

Aylana bo'ylab yo'nalgan kuch:

$$P_1 = \frac{M_{\text{max}} \cdot U_{\text{mp}}}{r_o}$$

bu yerda: r_o – o'rtacha radius, $r_o = \frac{0,5 \cdot r_n}{\sin \delta}$

r_n – boshlang'ich konus asosining radiusi;

l – shesternyaning eni;

δ – boshlang'ich konus burchagining yarmi.

O'q bo'ylab yo'nalgan kuch:

$$P_{x1} = \frac{P_1}{\cos \beta} \cdot (\operatorname{tg} \alpha_o \cdot \sin \delta_1 \mp \sin \beta \cdot \cos \delta_1)$$

bu yerda: «–» - aylanish va spiral bir tarafga yo'nalgan bo'lsa;
«+» - har tarafga yo'nalgan bo'lsa..

Radius bo'ylab yo'nalgan kuch:

$$P_{R1} = \frac{P_1}{\cos \beta} \cdot (\operatorname{tg} \alpha_o \cdot \cos \delta_1 \pm \sin \beta \cdot \sin \delta_1)$$

bu yerda: «–» - aylanish va spiral bir tarafga yo'nalgan bo'lsa;
«+» - har tarafga yo'nalgan bo'lsa..

Tishli g'ildirak.

Aylana bo'ylab yo'nalgan kuch: $P_2 = P_1$.

O'q bo'ylab yo'nalgan kuch: $P_{x2} = P_{x1}$.

Radius bo'ylab yo'nalgan kuch: $P_{R2} = P_{R1}$.

Gipoidli asosiy uzatmadagi kuchlar

Shesternya.

Ta'sir etuvchi kuchlar konussimon asosiy uzatmadagi shesternyaga ta'sir etuvchi kuchlarga o'xshash va o'sha formulalar bilan aniqlanadi (β ni hisobga olib).

Tishli g'ildirak.

Aylana bo'ylab yo'nalgan kuch: $P_2 = \frac{P_1 \cdot \cos \beta_2}{\cos \beta_1}$

O'q bo'ylab yo'nalgan kuch: $P_{x2} = \frac{P_1}{\cos \beta_1} \cdot (\operatorname{tg} \alpha_o \cdot \sin \delta_2 \mp \sin \beta_2 \cdot \cos \delta_2)$

Radius bo'ylab yo'nalgan kuch: $P_{R2} = \frac{P_1}{\cos \beta_1} \cdot (\operatorname{tg} \alpha_o \cdot \cos \delta_2 \pm \sin \beta_2 \cdot \sin \delta_2)$

Tayanch reaksiyalari:

Podshipniklardagi yuklanishlarni aniqlash va vallardagi kuchlanishlarni hisoblash uchun A va B tayanchlardagi reaksiyalarni aniqlash zarur.

Shesternya. Shesternya konsol yoki qo'shimcha tayanch bilan o'rnatilgan bo'lsa:

$$R_A = \frac{1}{a} \cdot \sqrt{(P_1 b)^2 + (R_1 b - P_{x1} \cdot r_0)^2}$$
$$R_B = \frac{1}{a} \cdot \sqrt{(P_1 c)^2 + (R_1 c + P_{x1} \cdot r_0)^2}$$

Hisoblash sxemasidagi belgilashlar uchun ikkala hol uchun hisoblash formulalari bir xil.

Tishli g'ildirak. Tishli g'ildirakning tayanch reaksiyalari shesternyaning tayanch reaksiyalarini aniqlovchi formulalar yordamida aniqlanishi mumkin.

Podshipniklarning ishlash muddatini yuqorida keltirilgan usul bilan aniqlash mumkin.

Detallardagi ruxsat etilgan kuchlanishlar ularning materialiga, termik ishlovga va boshqalarga bog'liq. Asosiy uzatma detallarining materiallari sifatida legirlangan, sementlangan yoki nitrosegmentlangan toblangan po'latlar 15XNZA, 20XNZA (MAZ, KrAZ), 20XNM, (GAZ), ZOXTGT (ZIL), 12X2N4A ishlatiladi. Asosiy uzatma konstruksiyalarida egilishdagi maksimal kuchlanishlar $[\sigma_u] = 500 \dots 700$ MPa; buralishdagi maksimal kuchlanishlar $[\sigma_n] = 1000 \dots 1200$ MPa.

5.2- §. Differensial konstruksiyasi, tasnifi va uni hisoblash

Differensialning vazifasi va turlari. Ma'lumki, avtomobil burilayotganda uning g'ildiraklari har xil yo'l bosib turli chastotada aylanadi. Masalan, avtomobil burilayotganda uning tashqi g'ildiraklari ichki g'ildiraklariga qaraganda ko'proq yo'l bosib tez aylanadi. G'ildiraklarni bunday turli chastotada aylanishi avtomobilning notekisliklarda (to'g'ri yo'nalishda) harakatlanganda,

Satellit va yarim o'q shesternyalari tishlaridagi yuklanishni aniqlashda aylanma kuch barcha satellitlarga teng taqsimlangan va har-bir satellit ikkita tish orqali kuch uzatayapti deb hisoblanadi. Shunga binoan bitta satellitga ta'sir etuvchi aylanma kuch quyidagicha aniqlanadi:

$$P_c = \frac{M_{\text{max}} \cdot U_{\text{unl}} \cdot U_{\text{m}}}{r_1 \cdot n_c}$$

bu yerda: M_{max} – dvigatelni maksimal burovchi momenti;

$U_{\text{unl}}, U_{\text{m}}$ – tegishli ravishda uzatmalar qutisini birinchi pog'onada va asosiy uzatma markaziy qismining uzatishlar soni;

r_1 – satellitni aylanma kuch ta'sir etadigan radiusi;

n_c – satellitlar soni.

Yarim o'q shesternyalariga ta'sir etuvchi kuchlar aylanma kuch P_c tufayli hosil bo'ladi va ilashmada P_c ga teng lekin teskari yo'naltirilgan bo'ladi.

Egilishdagi kuchlanish GOST 21354-87 bo'yicha aniqlanadi. Tishlarning yeyilishi hisobga olinmaydi. Satellit va yarimo'q shesternyalari 18XGT, 25XGM, 20XN2M kabi po'latlardan tayyorlanadi.

$$[\sigma] = 500 \dots 800 \text{ MPa.}$$

Krestovina shipida (18XGT, 20XNZA) quyidagi kuchlanishlar hosil bo'ladi:

$$\text{-ezilishdagi kuchlanish: } \sigma_{cw} = \frac{P_c}{d \cdot l_1} \quad [\sigma_{cw}] = 50 \dots 60 \text{ MPa;}$$

$$\text{- qirqilishdagi kuchlanish: } \tau_{cp} = \frac{4P_c}{\pi \cdot d^2} \quad [\tau_{cp}] = 100 \dots 120 \text{ MPa;}$$

Differensial korpusida ezilishdagi kuchlanish quyidagicha hisoblanadi:

$$\sigma_{cu} = \frac{P_d}{d \cdot l_2} \quad [\sigma_{cu}] = 50 \dots 60 \text{ MPa.}$$

$$\text{bu yerda: } P_d \text{ aylanma kuch, } P_d = \frac{M_{\text{max}} \cdot U_{\text{unl}} \cdot U_{\text{m}}}{r_2 \cdot n_c}$$

Satellit yon tarafining differensial korpusiga bosimi ezilishdagi kuchlanish orqali topiladi:

$$\sigma_{cu} = \frac{P_{xc}}{F} \quad [\sigma_{cu}] = 10 \dots 20 \text{ MPa.}$$

bu yerda: $P_{xc} = P_c \cdot \lg \alpha_w \cdot \sin \delta_c$ – α_w – ilashish burchagi; δ_c – sattelit konusi burchagining yarmi.

5.3- §. Yarim o'qlar konstruksiyasi, tasnifi va uni hisoblash

Yarim o'qlar vazifasi va turlari. Yarim o'qlar differensialdan burovchi momentni yetakchi g'ildiraklarga uzatadi. Avtomobillarda qo'llaniladigan yarim o'qlarining asosiy turlari quyida keltirilgan. Yarim o'qlarning tashqi uchlari g'ildirak gupchagiga flanes, shponka yoki shlis yordamida ulanadi. Ichki uchi esa ko'pchilik avtomobillarda yarim o'q shesternyasi bilan shlis yordamida biriktiriladi.

Avtomobil harakatlanganda yarim o'qlarga burovchi momentdan tashqari eguvchi momentlar ham ta'sir etadi. Eguvchi momentlar avtomobilning yetakchi gildiraklariga ta'sir etadigan quyidagi kuchlardan vujudga keladi radial kuch (avtomobilning og'irligidan tashkil topgan reaksiya kuchi), tortuvchi kuch – P ; yondan ta'sir qiluvchi kuch – (avtomobil burilishida hosil bo'ladigan kuch).

Yarim o'qlarni, ularni orqa ko'priksida o'rnatilish usuliga qarab, eguvchi momentlardan to'la yoki qisman yuksizlantirish mumkin. Avtomobillarda ishlatiladigani uch xil, ya'ni eguvchi momentlardan yarim yuksizlantirilgan, qismga yuksizlantirilgan va to'la yuksizlantirilgan bo'ladi.

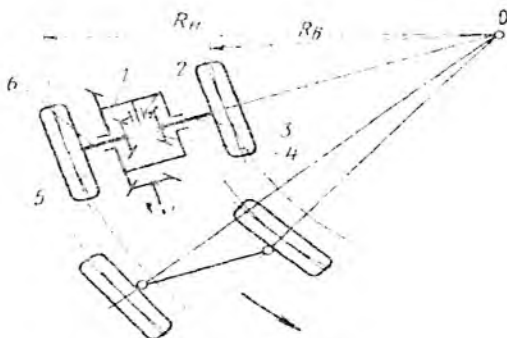
Avtomobilni yetakchi g'ildiraklariga yo'lning vertikal reaksiya R_c , tortish P_t , tormozlash P_r , burilishlarda va qiyaliklarda yondan ta'sir etuvchi P_y va h.k. kuchlar ta'sir etadi. Bu kuchlar yarim o'qlarda eguvchi moment hosil qilishlari mumkin. Yetakchi ko'priknining karteriga o'rnatilishining xususiyatlariga ko'ra yarim o'qlar yuqorida aytib o'tilgan eguvchi momentlardan to'la yoki qisman ozod bo'lishlari mumkin. Yarim o'qlarga tushadigan burovchi va eguvchi momentlarga ko'ra tasniflanadi. Agar yarim o'q bevosita yetakchi ko'priknining podshipnigiga tayansa u yuqorida aytib o'tilgan barcha kuchlardan hosil bo'lgan eguvchi momentlarning ta'sirida bo'ladi va burovchi moment uzatadi. Shu turdagi yarim o'q yarim yuksizlantirilgan deb ataladi. Yarim yuksizlantirilgan yarim o'qlar barcha yengil avtomobillarning orqa

shuningdek, g'ildiraklar har xil diametrga (shinalarning yeyilishi yoki havo bosimi turlicha bo'lganda) ega bo'lganda ham ro'y beradi. Yetakchi bo'lmagan oldingi g'ildiraklarni bir-biriga nisbatan turli chastotada mustaqil aylan olishini ta'minlash uchun ularni o'zaro bog'liq bo'lmagan o'qlar (sapfalar)ga o'rnatilgan bo'ladi. Yetakchi g'ildiraklarga esa burovchi moment asosiy uzatmadan uzatiladi. Agar burovchi moment g'ildiraklarga bitta umumiy val orqali uzatilgundek bo'lsa, avtomobil burilayotganida uning g'ildiraklari turli chastotada aylan olmasdan yo'lga nisbatan sirpana boshlaydi. Shuning uchun yetakchi g'ildiraklarni bitta butun valga o'rnatilmasdan, har biri mustaqil aylan oladigan va yarim o'q deb nomlangan alohida-alohida vallarga o'rnatiladi.

Demak, differensialning vazifasi avtomobilning burilishida yoki notekisliklarda harakatlanganida burovchi momentni yetakchi g'ildiraklarga taqsimlash bilan ularni turli tezliqda aylan olishini ta'minlashdir. Avtomobillarda asosan shesternyali va kulachokli differensiallar ishlatiladi. Shesternyali differensiallar konstruksiyasi bo'yicha birmuncha oddiy.

Avtomobillarda konussimon shesternyali differensiallar keng tarqalgan bo'lib, u differensial qutisi, sotollitlar, yarim o'q shesternyalari tashkil topgan. Yarim o'q shesternyalari yarim o'qlar orqali yetakchi g'ildiraklar bilan ulangan. Differensial planetar mexanizm bo'lib, uning yetakchi zvenosiga differensial qutisi, yetaklanuvchi zvenosiga esa o'lchamlari bir xil bo'lgan yarim o'q shesternyalar kiradi.

Differensiallar. Transmissiyada o'rnatilish joyiga qarab g'ildiraklararo (burovchi momentni bir ko'priqdagi yetakchi g'ildiraklarga taqsimlash) va o'qlararo (4x4; 6x4; 6x6 rusumli avtomobillarda burovchi momentni yetakchi ko'priklarning asosiy uzatmalariga taqsimlash) larga; burovchi momentni yetakchi ko'priklarga qanday nisbatda taqsimlanishiga qarab simmetrik va nosimmetriklarga bo'linadi.



5.3-rasm. Avtomobilni burilishdagi sxemasi. 1-differensial korpusi; 2-satellit; 3,6-yarim o'qlar; 4,5-yarim o'q shesternyalari.

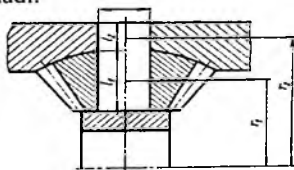
Differensialga qo'yiladigan talablar va ularning qondirilishi.

1. Differensial burovchi momentni avtomobilga maksimal ekspluatatsion xususiyatlarini ta'minlaydigan qilib g'ildiraklar va o'qlararo taqsimlashi kerak.

2. Umumiy talablar.

Differensialdagi yuklanishlar.

Differensialning yuklanishlari transmissiyaning I-hisoblash rejimiga binoan aniqlanadi. Konussimon differensiallarda satellit, yarimo'q shesternyalari, krestovina va differensial korpusidagi yuklanishlar aniqlanadi.



5.4-rasm. Satellit sxemasi.

yetakchi ko'priklarida ishlatiladi. G'ildirak gupchagi bevosita yarim o'qning flanetsiga qotiriladi.

Agar yetakchi g'ildiraklar gupchagi ko'priknining ustida ikkita podshipniklarda o'rnatilgan bo'lsa, yuqorida aytib o'tilgan barcha kuchlardan hosil bo'ladigan eguvchi momentlarni podshipniklar orqali ko'priq qabul qiladi. Yarim o'q esa faqat burovchi momentni uzatadi. Bunday turdagi yarim o'qlar to'la yuksizlantirilgan deb ataladi. To'la yuksizlantirilgan yarim o'qlar avtobus va o'rta, katta yuk avtomobillarning yetakchi orqa ko'priklarida ishlatiladi.

Yarim o'qlardagi yuklanishlar. Yarim yuksizlantirilgan yarim o'qlar egilish va buralishga uch xil rejim uchun hisoblanadi:

1) avtomobil to'g'ri chiziqli harakatlanganda yarim o'qning vertikal va gorizontal tekisliklardagi umumiy egiluvchi moment quyidagicha aniqlanadi:

$$M_u = b \sqrt{R_{z1}^2 + P_T^2};$$

yarim o'qning buralishdagi momenti: $M_{\varphi} = P_T \cdot r_k;$

yarim o'qning murakkab kuchlanishi: $\tau = \frac{\sqrt{M_u^2 + M_{\varphi}^2}}{0,1d^3};$

2) avtomobil sirpanganda o'ng va chap yarim o'qlardagi egiluvchi momentlar quyidagicha aniqlanadi:

$$M_{u1} = R_{y2}r_k - R_{z2}b;$$

$$M_{u1} = R_{y2}r_k + R_{z2}b$$

3) avtomobil dinamik yuklanganda vertikal yuklanish: $R_{z1}K_z = R_{z2}K_z;$

gorizontal yuklanish: $R_{y1}K_z\varphi = R_{y2}K_z\varphi$

burovchi yuklanish: $P_T r_k = M_{\varphi} = R_{y1}K_z\varphi \cdot r_k = R_{y2}K_z\varphi \cdot r_k$

Hisob-kitoblarda $\varphi = 0,8..0,9$ - avtomobil to'g'ri chiziqli harakatlanganda $\varphi = 1$ - avtomobil sirpanganda to'rtadan uchga yuksizlantirilgan va to'la yuksizlantirilgan yarim o'qlar faqat buralishdagi kuchlanishga hisoblanadi:

$$\tau = \frac{P_T r_k}{0,2 d^3};$$

Yarim o'qning buralish burchagi: $\theta = \frac{180}{\pi} \frac{M_{\varphi} l}{G \cdot J_{\varphi}}; M_{\varphi} = P_T \cdot r_k$

bu yerda: $J_{\varphi} = \frac{\pi \cdot d^4}{32}$ - inersiya momenti;

$G = 85 \text{ GPa}$ - siljish moduli.

Buralish burchagi yarim o'qning 1 m uzunligiga $\theta = 9...15^\circ$ ga teng. Yarim o'qlar asosan 30XGS, 40XMA, 40X, 40XNMA kabi legirlangan po'latlardan tayyorlanadi.

Ruxsat etilgan kuchlanishlar:

egilishdagi kuchlanish: $[\sigma] = 600...800 \text{ MPa}$

buralishdagi kuchlanish: $[\tau] = 500...600 \text{ MPa}$

Nazorat savollari:

1. Asosiy uzatmaning tasnifi va qo'llanilishi.
2. Asosiy uzatmaga qo'yiladigan talablar.
3. Avtomobilning ekspluatatsion xususiyatlarini asosiy uzatmada ta'minlash.
4. Asosiy uzatmaning shovqinsiz ishlashi qanday ta'minlanadi?
5. Chervyakli yakka asosiy uzatmaning sxemasi va tahlili.
6. Silindrsimon yakka asosiy uzatmaning sxemasi va tahlili.
7. Konussimon yakka asosiy uzatmaning sxemasi va tahlili.
8. Gipodli yakka asosiy uzatmaning sxemasi va tahlili.
9. Markazda joylashgan qo'shaloq asosiy uzatmaning sxemasi va tahlili.
10. Ajratilgan qo'shaloq asosiy uzatmaning sxemasi va tahlili.

6-BOB. RUL BOSHQARMASI

Tayanch iboralar: rul mexanizmi, rul chambaragi ,rul yuritmasi, rul tortqilari, chervyak, vint, shesternya.

6.1-§. Rul boshqarmasining vazifasi va tasnifi

Rul boshqarmasi avtomobilni boshqarishda haydovchi tomonidan belgilangan yo'nalishda harakatni ta'minlaydi.

Vazifasi. Rul mexanizmi boshqariluvchi g'ildiraklarni yengil burishga imkon berish uchun, rul chambaragiga quyilgan burovchi momentni oshirgan holda rul soshkasiga yetkazib berish uchun xizmat qiladi.

Rul boshqarmasi o'z ichiga quyidagilarni oladi:

- rul mexanizmi;
- rul yuritmasi.

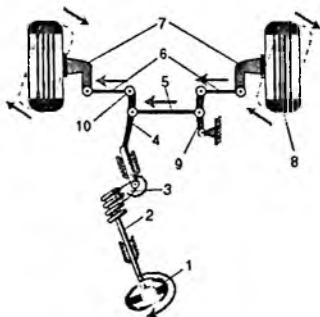
Rul mexanizmi boshqariluvchi g'ildiraklarni yengil burish va uzatishlar sonini ko'paytiradi. Hozirgi zamonaviy avtomobillarda **chervyakli, vintli va shesternyali** rul mexanizmlari ishlatiladi.

Chervyak rolikli rul mexanizmi barcha yengil avtomobillarda (klassik komponovkadagi) va oldi boshqariluvchi o'qiga 25kN gacha og'irlik tushadigan yuk avtomobillarda kuchaytirgichsiz va 40kN og'irlik tushadigan yuk avtomobillarda kuchaytirgich bilan qo'llanishi mumkin (6.1-rasm).

Chervyakli rul mexanizmida rul chambaragiga qo'yilgan moment, rul valiga mahkamlangan chervyakdan, chervyak sektori orqali, shu valda o'tirgan soshkaga uzatiladi.

Ko'pchilik rul mexanizmlarida chervyak glaboidsimon (glaboid chervyakning tashkil etuvchisi aylana yoyidan iborat), a sektor tishlarini esa, podshipnikda o'tirib aylanadigan rolik bilan almashirilgan.

Bunday rul mexanizmida chervyak katta burchakka burilganda, tishlashish yaxshi saqlanib, ishqalanuvchi juftlarning yedirilishi kam bo'ladi.

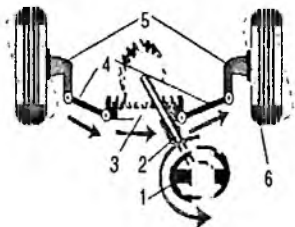


6.1-rasm. Chervyakli rul boshqarmasini sxemasi.

1-rul chamberagi; 2-rul vali va «chervyak»; 3-«rolik» va soshka vali; 4-rul soshkasi; 5-o'rtadagi tortqi; 6-yon sharnir; 7-burilish richagi; 8-avtomobilning old g'ildiragi; 9-mayatnik richagi; 10-rul tortqisi sharniri.

Reyka-shesternyali rul mexanizmi. Rul valiga mahkamlangan shesternya aylanganda reykanı siljishiga sabab bo'ladi va reyka ko'ndalang tortqi vazifasini bajaradi.

Rul mexanizmi, valdagi shesternyaning aylanma harakatini, reyaning ilgarilama qaytma harakatiga aylantiradi.



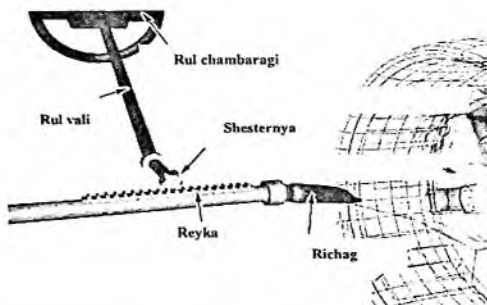
6.2-rasm. Reyka-shesternyali rul boshqarmasini sxemasi.

1-rul chamberagi; 2-val va aylantiruvchi g'ildirak; 3-rul mexanizmi reykasi; 4-o'ng va chap rul tortqisi; 5-burilish richagi; 6-buriluvchi g'ildirak.

Reyka shesternyali rul mexanizmining tuzilishi keltirilgan. Rul chambaragini aylantirilganda shesternya, reykani harakatga keltiradi, undan kuch rul tortqilariga uzatiladi. Rul tortqilari, burilish richaglari orqali boshqariluvchi g'ildiraklarni buradi.

Reyka-shesternyali rul mexanizmi rul vali bilan tayyorlangan qattiq tishli shesternya va qattiq tishli reykanidan tashkil topgan. Val karter ichida joylashgan sharikli podshipniklar aylanadi. Ular halqa va yuqori qopqoq yordamida tortiladi

Tayanch, prujina orqali reykaqa siqib qo'yilgan bo'lib, unga ta'sir qilayotgan radial kuchni qabul qiladi va yon tomondagi qopqoqga uzatadi, shuning hisobiga juft ilashuvining aniqligi amalga oshiriladi.



6.3-rasm. Reyka-shesternyali rul boshqarmasini qirqimi.

Vint reykali rul mexanizmi. Vint reykali rul mexanizmi boshqariluvchi o'qqa 25kN dan ortiq og'irlik tushadigan avtomobillarda kuchaytirgichsiz va 40kN og'irlik tushadigan avtomobillarda kuchaytirgich bilan qo'llash tavsiya etiladi.

Bunday rul mexanizmlari, hozirgi zamonaviy dvigatel oldinda joylashgan, old o'q yetaklovchi va boshqariluvchi bo'lgan yengil avtomobillar Tiko, Matiz va Neksiyalarda qo'llaniladi.

Vintli rul mexanizmida, vintning aylanma harakati, gaykani ilgarilama harakatiga aylantiradi, unda reyka qilingan bo'lib, u sektor bilan ilashib turadi. Sektor soshka bilan bitta umumiy valga mahkamlangan. Rul mexanizmida ishqalanishni kamaytirish va vint

bilan gayka orasidagi birikmaning yedirilishiga chidamliligini oshirish uchun sharchalar orqali biriktiriladi.

Vint-gayka sektor tipidagi rul mexanizmida uzatishlar soni sektor tishlari boshlang'ich aylana radiusining vint qadamlari nisbatidan aniqlanadi. Shesternyali rul mexanizmlari qatoriga silindrik yoki konus shesternyali, shuningdek, reykali rul mexanizmlari kiradi. Reykali rul mexanizmida uzatma jufti shesternya va tishli reykadani tashkil topgan.

Bunday rul mexanizmi hozirgi zamon yengil avtomobillarida keng qo'llanilmoqda.

Rul boshqarmasining quyidagi parametrlar bo'yicha tasniflanadi:

1) avtomobilni burish usuli bo'yicha:

- boshqariluvchi g'ildiraklarning burilishi hisobiga;
- avtomobil elementlarining (bir o'qli tortuvchi avtomobil va bir o'qli tirkama) joylashuvini o'zgartirish hisobiga;
- bitta bordagi g'ildiraklarni to'xtatish hisobiga;
- bitta bordagi g'ildiraklarni orqaga aylantirish hisobiga.

2) rul chambaragining joylashuvi bo'yicha:

- o'ng tarafda;
- chap tarafda.

3) boshqariluvchi g'ildiraklarning joylashuvi bo'yicha:

- ikki o'qli avtomobillarda: oldingi o'qda; orqa o'qda; oldingi va orqa o'qlarda.
- uch o'qli avtomobillarda: birinchi o'qda; birinchi va uchinchi o'qda.
- to'rt o'qli avtomobillarda: birinchi va ikkinchi o'qda; birinchi va uchinchi o'qda; barcha o'qlarda.

Rul boshkarmasiga qo'yiladigan talablar

1. Avtomobilning burilish radiusi kichik bo'lishi kerak;
2. Yengil boshqarilishi kerak;
3. Kinematik va dinamik kuzatish qobiliyatiga ega bo'lishi kerak;
4. Burilish paytida g'ildiraklar sirpanmasligi kerak;
5. Yo'ldan keladigan turtkilarni rul chambaragiga o'tkazmasligi kerak;

6. Optimal elastiklikga ega bo'lishi kerak;
7. Rul yuritmasi osma elementlari bilan to'g'ri kinematik bog'langan bo'lishi kerak;
8. Boshqariluvchi g'ildiraklarning barqarorligiga ta'siri minimal bo'lishi kerak;
9. Yuqori ishonchlilikga ega bo'lishi kerak;
10. Umumiy talablar.

6.2-§. Rul boshqarmasining asosiy texnik parametrlari

Avtomobilning minimal burilish radiusi. Boshqariluvchi g'ildiraklar maksimal burilganda tashqi g'ildirakning yo'l bilan kontakt markazidan burilish markazigacha bo'lgan masofaga avtomobil minimal burilish radiusi deyiladi. G'ildiraklari qattiq avtomobillar uchun:

$$\operatorname{ctg} \theta_H - \operatorname{ctg} \theta_g = \frac{(OD - JC)}{L} = \frac{CD}{L} = \frac{M}{L}$$

bu yerda: θ_H va θ_g – tashqi va ichki g'ildiraklar burilish burchaklari;

L – avtomobil bazasi;

M – shkvorenlar orasidagi masofa.

Oddiy avtomobillarda minimal burilish radiusi quyidagicha aniqlanadi:

$$R_{H_{\min}} = \frac{L}{\sin \theta_{H_{\min}}}$$

Hamma g'ildiraklari boshqariluvchi avtomobil uchun:

$$R_{H_{\min}} = \frac{L}{2 \sin \theta_{H_{\min}}}$$

Rul boshqarmasining kuch uzatishlar soni. Boshqariluvchi g'ildiraklarning burilishiga qarshilik momentining rul chambaragiga qo'yilgan momentga nisbati rul boshqarmasining kuch uzatishlar soni deyiladi.

$$U_c = \frac{M_c}{M_{pk}}$$

Rul boshqarmasining kuch uzatish soni oson boshqaruvchanlik mezoni bo'lib xizmat qilishi mumkin. Avtomobil loyihalashtirilayotganda rul chambaragidagi kuch chegaralanadi: $\min=60 H$, $\min=120 H$. Kichik qiymatning chegaralanish sababi haydovchi yo'lni sezuvchanligini yo'qotishi kerak emas. Rul chambaragining parametrlari:

Rul chambaragining maksimal burilish burchagi $-540^{\circ}....1080^{\circ}$.

Rul chambaragining diametri - 380....425 mm (yengil avtomobillarda), 440....550 mm (yuk avtomobillarda)

6.3-§. Rul mexanizmlari va ularni baholovchi parametrlar

Rul mexanizm boshqariluvchi g'ildiraklarni yengil burish va uzatishlar sonini ko'paytiradi. Hozirgi zamonaviy avtomobillarda **chervyakli, vintli va shesternyali** rul mexanizmlari ishlatiladi.

Rul mexanizmiga qo'yiladigan talablar:

-to'g'ri yo'nalishda (rul chambaragidan boshqariluvchi g'ildiraklarga) FIK yuqori bo'lishi kerak, teskari yo'nalishda sezilarli darajada pastroq bo'lishi kerak;

-rul mexanizmi boshqariluvchi g'ildiraklarning stabilizatsiyasiga halaqit bermasligi kerak;

- rul mexanizmida ilashish juftligidagi tirqish neytral holatda minimal bo'lishi kerak va albatta sozlanadigan bo'lishi kerak;

-rul mexanizmining uzatishlar soni berilgan xarakterda o'zgarishi kerak;

-rul mexanizmi jarohatlanishga qarshi qurilmalarga ega bo'lishi kerak;

-umumiy talablar.

Rul mexanizmini baholovchi parametrlar:

Rul mexanizmining FIK:

-to'g'ri yo'nalishdagi FIK:

$$\eta \downarrow_{PM} = 1 - \frac{M_{mp1}}{M_{pe}}; \quad \eta \downarrow_{PM} = 0,6 \dots 0,95;$$

bu yerda: M_{mp1} – rul chambaragiga keltirilgan rul mexanizmining ishqalanish momenti;

M_{pe} – rul chambaragining momenti.

-teskari yo'nalishdagi FIK:

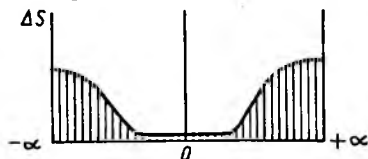
$$\eta \uparrow_{PM} = 1 - \frac{M_{mp2}}{M_{pe}}; \quad \eta \uparrow_{PM} = 0,55 \dots 0,85;$$

bu yerda: M_{mp2} – soshka valiga keltirilgan rul mexanizmining ishqalanish momenti;

M_{pe} – boshqariluvchi g'ildiraklardan soshka valiga keltirilgan momenti.

Rul chambaragiga uzatilayotgan zarbalarni kamaytirish. Yo'lining notekisliklaridan hosil bo'ladigan zarbalarning rul chambaragiga keskin uzatilishi boshqariluvchanlikni yo'qotishga olib keladi. Bu zarbalarni kamaytirishning quyidagi usullari mavjud:

- teskari yo'nalishdagi FIK to'g'ri yo'nalishdagi FIK dagi bir muncha kichik qilib tayyorlanadi;
- boshqariluvchi g'ildiraklar neytral holatda rul mexanizmining uzatishlar soni oshiriladi;
- boshqariluvchi g'ildiraklarning obkatka yelkasi kamaytiriladi;
- rul mexanizmining qayishqoqligi oshiriladi;
- rul mexanizmida yoki rul yuritmasida amortizatsiyalovchi qurilmalar o'rnatiladi;
- rul boshqarmasida gidrokuchaytirgichlar ishlatiladi;



6.5-rasm. Rul mexanizmidagi tirgishning optimal xarakteristikasi.

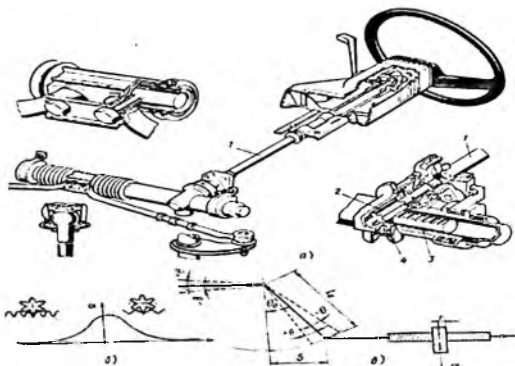
Rul mexanizmidagi tirqishlar:

Rul chambaragini burilish burchagi oshib borgan sari tirqish ham oshib borishi kerak. Buning sababi: avtomobil asosan to'g'ri yo'nalishda harakatlangani uchun rul mexanizmidagi rul elementlarining neytral holatdagi qismi tez eyiladi. Ulardagi tirqishni sozlash uchun bu elementlar bir-biriga yaqinlashtiriladi. Agar chetki holatlarda tirqish avvaldan katta bo'lmasa, u holda rul mexanizmi tiqilib qolishi mumkin, chunki chetki holatlarda elementlar kam yeyiladi.

6.4-§. Rul mexanizmlarining tahlili

Reykali rul mexanizmi. Yengil avtomobillarda reykali rul mexanizmi oxirgi paytda keng tarqalmoqda. Ular shesternya 2 va tishli reyka 3 juftligidan tashkil topgan (6.6a-rasm). Bunday rul mexanizmlarini afzalligi ularning sodda, ixcham va arzonligida. To'g'ri va teskari yo'nalishlardagi FIK qoniqarli darajada yuqori ($\eta = 0,9 \dots 0,95$). Reykali rul mexanizmi bilan nomustaqil osmada to'rt shamirla rul yuritmasi ishlatilishi mumkin. Teskari yo'nalishdagi FIK yuqoriligi tufayli bunday rul mexanizmi rul kuchaytirgichi bo'lmaganda faqat kichik klassdagi yengil avtomobillarga o'rnatilishi maqsadga muvofiq, chunki yo'l notekisliklaridan rul chambaragiga keladigan turtkilar avtomobilni boshqarishini qiyinlashtiradi. Yuqori klassdagi yengil avtomobillarda o'rnatilgan rul kuchaytirgichlari turtkilarni yutadi va boshqarishni osonlashtiradi.

Ushbu rul mexanizmini tahlil etish uchun shesternyaning elementar burilish burchagini reykani elementar surilish masofasiga nisbatini olamiz. Agar shesternya va reyka tishlarining profili normal bo'lsa bu nisbat $\frac{da}{ds} = \text{sonsi}$ o'zgarmas bo'ladi. Asosan ushbu nisbat reykali rul mexanizmlari uchun o'zgarmas bo'ladi, lekin oxirgi paytlarda nisbat $\frac{da}{ds}$ o'zgaruvchan reykali rul mexanizmlari paydo bo'lmoqda. Nisbatning o'zgarishi reykani tishlarini maxsus profil (6.6b-rasm) etib kesilishi hisobiga amalga oshiriladi. Qo'yilgan masalaga ko'ra nisbat belgilangan qonun bilan o'zgarishi mumkin.



6.6-rasm. Reykali rul mexanizmi konstruksiyasi.

Reykali rul mexanizmi o'rnatilganda rul boshqarmasini umumiy burchak uzatish sonini $u_n = \frac{d\alpha}{d\theta}$ orqali aniqlash maqsadga muvofiq ($d\alpha$ -rul chambaragini elementar burilish burchagi, $d\theta$ - boshqariluvchi g'ildiraklarning o'rtacha burilish burchagi). 6.6-rasmda keltirilgan sxemadan foydalangan holda $\frac{d\alpha}{ds} = \text{const}$ deb hisoblab, boshqariluvchi g'ildiraklar $\pm\theta$ burchakka burilganda reykani joriy surilishini topamiz:

$$s = l_n \sin(\theta_o \pm \theta)$$

agar tenglamani differensiallasak:

$$ds = l_n \cdot \cos(\theta_o \pm \theta) d\theta$$

$r \cdot d\alpha = ds$ deb hisoblab, rul boshqarmasining burchak uzatish sonini aniqlaymiz

$$u_n = \frac{d\alpha}{d\theta} = \frac{l_n \cdot \cos(\theta_o \pm \theta) d\theta}{r}$$

Demak, reykali rul mexanizimli rul boshqarmasining uzatish soni o'zgaruvchan. Shesternyadan reykaga uzatilayotgan kuch

$$P_x = \frac{P_m \cdot R_m}{r}$$

bu yerda: P_m - rul chambaragiga quyilgan kuch;

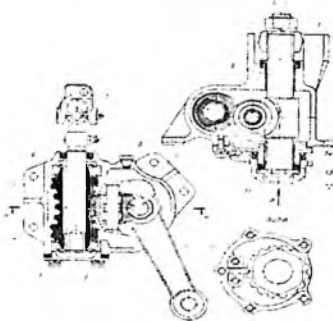
R_m - rul chambaragining radiusi;

r_o - shesternyaning boshlangich radiusi.

Reykali rul mexanizmining afzalligi: sodda va ixcham; arzon; $FIK=0,9-0,95$; kamchiligi: turtkilarni so'ndirmasdan o'tkazadi: uzatish soni pastroq.

Chervyakli rul mexanizmi. Ushbu rul mexanizmlari yengil, yuk avtomobillari va avtobuslarda o'rnatiladi. Chervyak va rolikli rul mexanizmlari keng tarqalgan. Bunday juftlik globoidal chervyak va ikki yoki uch tishli rolikdan iborat. Kam hollarda kichik klassdagi yengil avtomobilda bir tishli rolik ishlatilishi mumkin.

Globoidal chervyak va uch tishli rolikli rul mexanizmini konstruksiyasi 6.7-rasmda tasvirlangan. Chervyak, soshka valining ishchi burchagini oshirish maqsadida, globoid shaklida tayyorlangan. Ishchi burchak tishli ilashma ilashishdan chiqib ketmasligi bilan aniqlanadi. Chervyak va vallar sharikli, radial yoki ignasimon podshipniklarda o'rnatiladi. Ishqalanish minimumga tushirilganligi tufayli rul mexanizmining FIK to'g'ri yo'nalishda 0,85 ni, teskari yo'nalishda taxminin 0,7 ni tashkil etadi.



6.7-rasm. Chervyakli rul mexanizmi konstruksiyasi.

Globoidal chervyakli rul mexanizmining uzatish soni o'zgarmas va tishli g'ildirakning tishlar sonini (rolik tishli g'ildirakning kichik sektori deb hisoblanadi) chervyakning kirishiga nisbatiga teng. Chervyak asoson bir kirishli bo'ladi. Ilashmadagi chervyak va rolik orasidagi tirqishning o'zgaruvchanligi chervyakni hosil etuvchi

yoyning radiusi va rolik traektoriyasining radiuslarini farqlanishi bilan ta'minlanishi mumkin. Radiuslarni har xilligi hisobiga juftlikning elementlarini yaqinlashtirib ilashmadagi tirqishni rostlash mumkin.

Vintli rul mexanizmi. Bunday rul mexanizmlari turli konstruktiv ko'rinishda bo'lishi mumkin: vint richag bilan; tebranuvchi vint va gayka; vint va tebranuvchi gayka; vint reyka bilan. Avtomobillarda vint va reykali; vint 1, sharikli gayka-reyka 2 va soshkaning vali bilan birgalikda bajarilgan sektor 3 lardan tashkil tongan rul mexanizmlari keng ishlatiladi (6.8a-rasm) Ushbu rul mexanizmini uzatish sonini aniqlaymiz (6.8b-rasm).

Agar rul chamberagi elementar burchak $d\alpha$ ga burilsa gayka quyidagi masofaga suriladi:

$$ds = \frac{h_s \cdot d\alpha}{2\pi} \quad (h_s - \text{vint qadami}).$$

Shu surilishga mos soshka valining elementar burilish burchagi:

$$d\beta = \frac{ds}{r_o} = \frac{h}{2\pi \cdot r_o} d\alpha \quad \text{demak} \quad u_{pv} = \frac{d\alpha}{d\beta} = \frac{2\pi \cdot r_o}{h_s} \quad \text{o'zgarmas}.$$

Vintli rul mexanizmining FIK ($\eta_{m\text{ r}\alpha} = \eta_{m\text{ r}\alpha} \approx 0.8 \dots 0.85$) ikkala yo'nalishda ham yuqori. Shuning uchun yo'l notekislaridan turtkilar rul chamberagida seziladi. Kuchaytirgichsiz ushbu rul mexanizmlarini faqat kichik klassdagi yengil avtomobillarga o'rnatilishi maqsadga muvofiq.

Silindrik chervyak va yon sektor tipidagi rul mexanizmi. Ayrim avtomobillarda chervyak va yon sektor tipidagi rul mexanizmi ishlatiladi. Bu turdagi mexanizmدا katta kuchlarni uzatayotganda juftliklarining tishlariga kam bosim ta'sir etadi, chunki bir paytda ko'p tishlar ilashishda bo'ladi.

Mexanizmning uzatish soni o'zgarmas va quyidagi formulaga bo'yicha aniqlanadi:

$$u_{pv} = \frac{r_{o2} \cdot \cos \beta_2}{r_{o1} \cdot \cos \beta_1} = \frac{z_2}{z_1}$$

bu yerda: r_{o1}, r_{o2} - tegishli ravishda chervyak va sektorni boshlangich radiuslari;

β_1, β_2 - tegishli ravishda chervyak kirish soni va sektor kesib olingan tishli g'ildirakni tishlarining soni.

Chervyak va sektor tishlarini orasida ishqalanish mavjudligi mexanizmining FIK pastligiga, ya'ni to'g'ri yo'nalishda $\eta_{\text{to'g'ri}} = 0,65 \dots 0,75$ va teskari yo'nalishda $\eta_{\text{teskari}} = 0,55 \dots 0,6$ bo'lishiga sabab bo'ladi.

Soshka vali yon sektori bilan yaxlit etib tayyorlangan va ignasimon podshipniklarda o'rnatilgan. Chervyak va tishli sektor orasidagi tirqish o'zgaruvchan va sektorni o'rta holatida, uning tishlari maxsus shaklli tayyorlanganligi tufayli, eng kichik qiymatga ega. Ilashma tirqish qopqoq tagidagi qistirmaning qalinligini o'zgartirish bilan rostlanadi.

6.5-§. Rul yuritmalari va rul trapetsiyalari

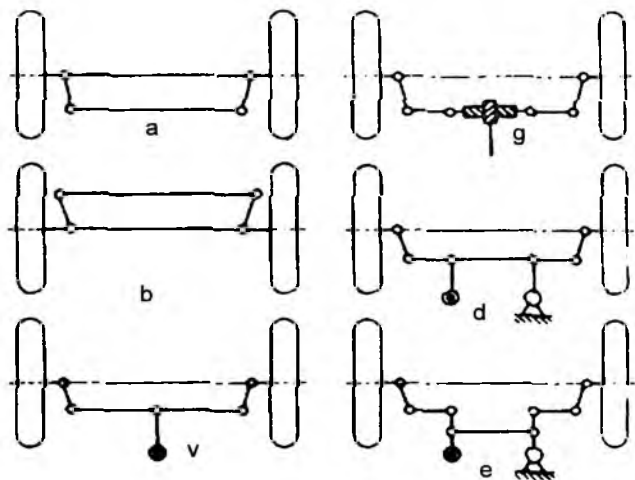
Rul yuritmasi rul mexanizmidan uzatilayotgan burovchi momentni oshirib, boshqariluvchi g'ildiraklarga uzatish uchun xizmat qiladi. Rul yuritmasining tarkibiga rul trapetsiyasi, tortqilar (bo'ylama va ko'ndalang), richaglar va sharnirlar kiradi.

Rul yuritmasiga quyidagi talablar qo'yiladi:

- boshqariluvchi g'ildiraklarning burilish burchaklari to'g'ri nisbatda bo'lishi kerak;
- boshqariluvchi g'ildiraklar o'z – o'zidan tebranmasligi kerak;
- osmaning tebranishi boshqariluvchi g'ildiraklarni burib yubormasligi kerak.

Avtomobilning burilish kinematikasi to'g'ri bo'lishi uchun uning barcha nuqtalari bitta nuqta atrofida aylanishlari kerak. Shunda g'ildiraklar yo'l yuzasida yonga sirpanmasdan harakatlanadi. Lekin buning uchun boshqariluvchi g'ildiraklar har xil burchaklarga burilishlari kerak. Burilish markaziga yaqin bo'lgan g'ildirak katta burchakka, uzoq bo'lgani kichik burchaklarga burilishi kerak. Lekin haydovchi bitta rul chambaragini aylantiradi. G'ildiraklarni har xil burchaklarga burish vazifasini rul trapetsiyasi bajaradi. Trapetsiya o'lchamlari avtomobil bazasi va g'ildiraklarning koleyasiga bog'liq ravishda tanlanadi. Kompanovka imkonlaridan kelib chiqib rul trapetsiyasini oldingi o'qdan oldin (oldingi trapetsiya), yoki oldingi o'qdan keyin (orqa trapetsiya) joylashtirish mumkin.

Nomustaqil osmali avtomobillarning rul trapetsiyasida yahlit ko'ndalang tortqi 10 ishlatiladi (6.8-rasm); mustaqil osmali avtomobillarning rul trapetsiyasida ko'ndalang tortqi bir biriga sharnirlar yordamida ulangan uchta qismlar 4, 8, 9 dan iborat (6.8-rasm), aks holda osmaning mustaqilligi buziladi. Shu maqsadda kesma ko'ndalang torqining sharnirlari shunday joylashishi kerakki g'ildiraklarning osmada tebranishi ularni shkvoren atrofida burilishini chaqirmasligi kerak.



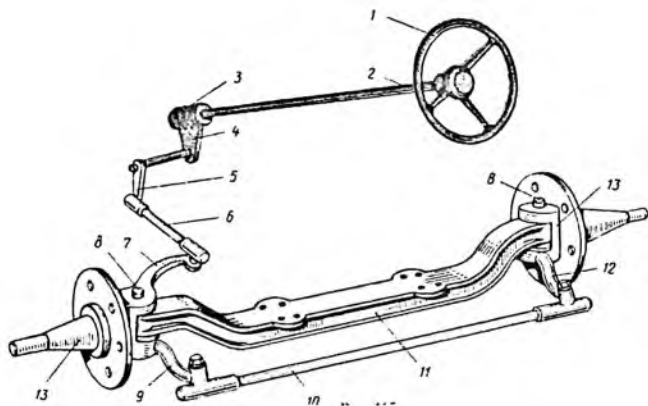
6.8-rasm. Rul trapetsiyalarining sxemalari.

a), b) – nomustaqil osmali avtomobillarning oldi va orqa rul trapetsiyalari; v) – e) – mustaqil osmali avtomobillarning rul trapetsiyalari;

Rul trapetsiyasini geometrik o'lchamlarini aniqlash uchun asosan grafik usulidan foydalaniladi. Agar konstruksiyalarda trapetsiya ko'priknig orqasida joylashgan bo'lsa, trapetsiyaning g'ildiraklarni burish richaglari o'qlarining davomi oldingi o'qdan

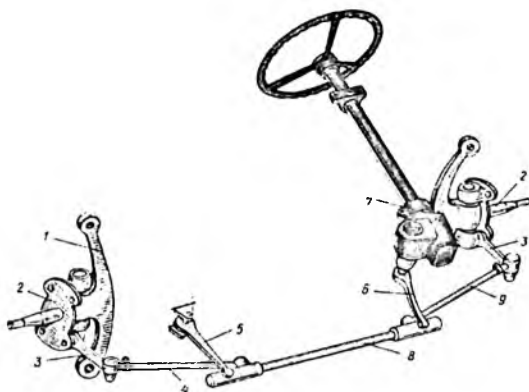
0,7L masofada kesishadi, agar trapetsiya oldinda bo'lsa L masofada kesishadi.

Ko'ndalang tortqi asosan payvandlanmagan trubadan tayyorlanadi, uning rezbali uchlariga sharli barmoqlar buralib qo'yiladi. Ko'ndalang tortqining uzunligi o'zgaradigan bo'lishi kerak, chunki tortqi yordamida g'ildiraklarning o'rnatilishi rostlanadi. Ko'p hollarda ko'ndalang tortqi uchlaridagi rezbalarni qadami, aniq rostlash imkonini bo'lishi uchun, har xil bo'ladi. Ko'ndalang tortqining sharli barmoq sharnirlarida tirqish bo'lishi mumkin emas, shuning uchun ular yeyilish natijasida hosil bo'ladigan tirqishni avtomatik ravishda rostlanadigan etib tayyorlanadi.



6.9 -rasm. Nomustaqil osma bilan ishlaydigan rul boshqarmasining sxemasi:

1-rul chamberagi; 2-Rul vali; 3- rul mexanizmining chervyagi; 4- rul mexanizmining sektori; 5-soshka; 6-buylama tortqi; 7- burish richagi; 8-shkvoren; 9,12-trapetsiyaning burish richaglari; 10- ko'ndalang tortqi; 11-oldingi ko'priki; 13- burilish tsapfasi;



6.10-rasm. Mustaqil osma bilan ishlaydigan rul boshqarmasining sxemasi:

1-to'rg'i; 2-burilish tsapfasi; 3-burilish tsapfasining richagi; 4,9-yon tortqilar; 5- mayatnik richagi; 6-soshka; 7-rul mexanizmi; 8-o'rtta tortqi.

Bo'ylama tortqi 6 rul mexanizmining soshkasini burish richagi bilan bog'laydi va asosan nomustaqil osmada ishlatiladi (6.7-rasm). Bo'ylama tortqi va osmaning kinematik harakatlari moslashgan bo'lishi kerak, aks holda osmaning tebranishi boshqariluvchi g'ildiraklarning burilishini chaqiradi.

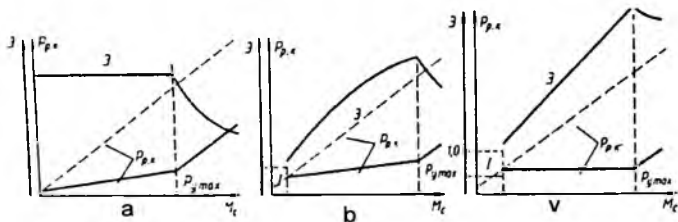
Rul kuchaytirgichlarini baholovchi mezonlar.

1. Rul kuchaytirgichining kuch statik tavsifi

2. Samaradorlik ko'effitsiyenti $\eta = \frac{P_{pr}}{(P_{px} - P_{py})} \approx 10 + 15$

3. Sezuvchanlik ko'rsatkichi $\lambda_n = 20 + 50 \ H$

4. Reaktiv ta'sir ko'rsatkichi $\rho = \frac{P_r}{M_e}$



6.6-§. Rul boshqarmasidagi yuklanishlar

Rul boshqarmasi detallaridagi yuklanishlarni ikki xil usul bilan aniqlash mumkin:

1-usul. Rul chambaragiga haydovchi tomonidan qo'yilgan maksimal kuchga ko'ra ($P_{pk}=400$ N -yengil avtomobillar uchun; $P_{pk}=700$ - yuk avtomobillari uchun);

2-usul. Avtomobil turgan joyida boshqariluvchi g'ildiraklarni burish uchun rul chambaragiga qo'yiladigan kuchga ko'ra:

$$P_{rk} = \frac{M_c}{U_w \cdot R_k \cdot \eta_{r\delta}}$$

bu yerda: M_c – joyida turgan avtomobilning g'ildiraklarining burilishga qarshilik momenti;

U_w – rul boshqarmasining burchakli uzatish soni;

R_k – rul chambaragining radiusi;

$\eta_{r\delta}$ – rul boshqarmasining FIK;

Joyida turgan avtomobilning g'ildiraklarining burilishga qarshilik momenti quyidagi emperik formuladan aniqlanadi:

$$M_c = \frac{2\varphi_0}{3} \cdot \sqrt{\frac{G_k^3}{\rho_w}}; \text{ yoki } M_c = \varphi_0 \cdot G_k \cdot \sqrt{\frac{J_r}{F_w + l^2}};$$

bu yerda: $\varphi_0=0.9 \div 1.0$ – boshqariluvchi g'ildiraklarni joyida burgandagi ilashish koeffitsiyenti;

G_k – boshqariluvchi g'ildirakka tushadigan og'irlik kuchi, N

r_{sh} – boshqariluvchi g'ildirak shinasidagi bosim; MPa

J_p – shinning yo‘l bilan kontakt yuzasini qutbiy inersiya momentini;

l – g‘ildirakning aylanish yelkasi;

F_{sh} – shinning yo‘l bilan kontakt yuzasining maydoni.

Ikkinchi usul bilan yuklanishlarni aniqlash afzalroq. Shuni nazarda tutish kerakki avtomobil notekis yo‘llarda harakatlanyotganda yoki yuqori ilashish koeffitsiyentli yo‘llarda tormozlanyotganda rul boshqarmasining detallariga dinamik yuklanishlar ta’sir etadi, bunday yuklanishlar dinamiklik koeffitsiyenti $k_d=1.5-3$ bilan hisobga olinadi. k_d ning qiymati avtomobil turi va ekspluatatsiya sharoitiga ko‘ra tanlanadi.

Tanlab olingan yoki hisoblab topilgan R_k asosida rul boshqarmasining barcha detallaridagi yuklanishlarni aniqlash mumkin. Agar R_k ning qiymati ruxsat etilgan qiymatdan oshib ketsa, u holda rul boshqarmasiga rul kuchaytirgichi o‘rnatiladi.

Rul vali. Rul vali asosan quvur shaklida tayyorlangan va quyidagi momentni uzatadi.

$$M_{pk} = P_{pk} \cdot R_{pk}$$

Rul valning buralishdagi kuchlanishi:

$$\tau = \frac{M_{pk} \cdot d_n}{0.2 \cdot (d_n^4 - d_i^4)}; [\tau] = 100 \text{ MPa}$$

bu yerda: d_n – rul valining tashqi diametri;

d_i – rul valining ichki diametri.

Rul mexanizmi. Chervyakli rul mexanizmining uzatishlar soni quyidagicha aniqlanadi:

$$U_{FM} = \frac{Z_r}{n}$$

bu yerda: Z_r – chervyak g‘ildiragining tishlar soni (bu yerda rolik chervyak g‘ildiragining bo‘lagi deb qabul qilinadi);

n – chervyakdagi kirishlar soni (chervyak asosan bir kirishli).

Radiuslar r_1 va r_2 larning har xilligi hisobiga chervyak bilan rolik orasidagi tirqish o‘zgaruvchan bo‘ladi, ya’ni neytral holatda tirqish kichkina, chetki holatlarda tirqish katta bo‘lib, rul mexanizmini sozlash imkoniyati yaratiladi.

Rul mexanizmidagi kontakt kuchlanish:

$$\sigma = \frac{P_r}{F \cdot n} [\sigma] = 7 \dots 8 \text{ МПа}$$

bu yerda: P_r – chervyakka ta'sir qilayotgan o'q bo'ylab yo'nalgan kuch, N;

F – rolikning bitta qabarig'ining chervyak bilan kontakt (tutashuv) yuzasi;

n – rolikning qabariqlari soni.

$$P_r = \frac{M_{\text{rv}}}{r_{\text{ro}} \cdot \text{tg} \beta} \quad F = \frac{(\varphi_1 - \sin \varphi_1) \cdot r_1^2 + (\varphi_2 - \sin \varphi_2) \cdot r_2^2}{2}$$

bu yerda: r_{ro} – chervyakning boshlang'ich radiusi;

β – vint chizig'ining ko'tarilish burchagi.

Rul soshkasi valining buralishdagi kuchlanish:

$$\tau = \frac{M_{\text{pk}} \cdot U_{\text{PM}} \cdot \eta_{\text{PM}}}{0.2 \cdot d^3}; [\tau] = 300 \dots 350 \text{ МПа}$$

bu yerda: d – soshka valining diametri.

Rul soshkasidagi kuch quyidagicha aniqlanadi:

$$P_{\text{сш}} = \frac{M_{\text{pk}} \cdot U_{\text{PM}} \cdot \eta_{\text{PM}}}{l_s}$$

Agar rul mexanizmiga kuchaytirgich o'rnatilgan bo'lsa:

$$P_{\text{сш}} = \frac{M_{\text{pk}} \cdot U_{\text{PM}} \cdot \eta_{\text{PM}}}{l_s} + \frac{\rho_a \cdot \pi \cdot D_{\text{ru}}^2}{4l_s}$$

$A-A$ xavfli qirqimda egilishdagi kuchlanish: $\sigma_u = \frac{P_{\text{сш}} \cdot e}{W_u}$;

$A-A$ xavfli qirqimda buralishdagi kuchlanish: $\tau = \frac{P_{\text{сш}} \cdot l_n}{W_k}$

bu yerda: W_u – xavfli qirqimning o'q bo'ylab yo'nalgan qarshilik momenti;

W_k – xavfli qirqimning polyar qarshilik momenti;

Coshkaning sharli barmog'idagi kuchlanishlar quyidagicha aniqlanadi:

- ezilishdagi kuchlanish: $q = \frac{4 \cdot P_{\text{сш}}}{\pi \cdot d^2}$; $[q] = 25 \dots 35 \text{ МПа}$

- qirqilishdagi kuchlanish: $\sigma_{\text{cp}} = \frac{P_{\text{сш}}}{F_u}$; $[\sigma_{\text{cp}}] = 25 \dots 35 \text{ МПа}$

Rul yuritmasidagi boshqa barmoqlar ham shu usulda hisoblanadi.

Bo'ylama tortqida P_{tortq} kuchi cho'zilish-siqilishni va bukilishini hosil qiladi:

$$\text{siqilishdagi kuchlanish: } \sigma_{\text{sk}} = \frac{P_{\text{com}}}{F_T};$$

$$\text{bukilishdagi kuchlanish: } \sigma_{\text{bk}} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{L_T^2 \cdot F_T};$$

bu yerda: F_T – bo'ylama tortqining qirqim yuzasi;

E – elastiklik moduli

J – tortqi qirqimining ekvatorial inersiya momenti

$$J = \frac{\pi \cdot (d_T^4 - d_s^4)}{64};$$

L_T – bo'ylama tortqi uzunligi (sharnir markazlari orasi)

Buriluvchi richagning kuchlanishini aniqlash:

$$\text{egilishdagi kuchlanish: } \sigma_n = \frac{P_{\text{com}} \cdot S}{W_n};$$

$$\text{buralishdagi kuchlanish: } \tau = \frac{P_{\text{com}} \cdot l}{W_n}; \quad [\sigma_n] = 300 \dots 400 \text{ MPa}$$

Trapetsiya yon richaglari P_{nm} kuchi ta'sirida zo'riqadi:

$$P_{nm} = \frac{P_{\text{com}} \cdot S}{l};$$

$$\text{egilishdagi kuchlanish: } \sigma_n = \frac{P_{nm} \cdot l}{W_n};$$

$$\text{buralishdagi kuchlanish: } \tau = \frac{P_{nm} \cdot l}{W_n}; \quad [\sigma_n] = 300 \dots 400 \text{ MPa}$$

Ko'ndalang tortqi P_{nm} kuchi ta'sirida huddi bo'ylama tortqini hisoblash usuli bilan hisoblanadi.

Nazorat savollari:

1. Rul boshqarmasining tasnifi va qo'llanilishi.
2. Rul boshqarmasiga qo'yiladigan talablar.
3. Rul boshqarmasining asosiy texnik parametrlari.
4. Rul mexanizmining tasnifi va ularga talablar.
5. Rul mexanizmini baholovchi parametrlar.

6. Reykali rul mexanizmining sxemasi va tahlili.
7. Chervyakli rul mexanizmining sxemasi va tahlili.
8. Vintli rul mexanizmining sxemasi va tahlili.
9. Rul yuritmasining sxemasi va unga talablar.
10. Rul trapetsiyalarining sxemalari.
11. Rul kuchaytirgichining turlari va komponovka sxemalari.
12. Rul kuchaytirgichiga qo'yiladigan talablar.
13. Rul kuchaytirgichining 1- komponovka sxemasi.
14. Rul kuchaytirgichining 2- komponovka sxemasi.
15. Rul kuchaytirgichining 3- komponovka sxemasi.
16. Rul kuchaytirgichining 4- komponovka sxemasi.
17. Rul kuchaytirgichini baholovchi mezonlar.
18. Rul chambaragiga qo'yilgan kuchni aniqlash.
19. Rul mexanizmining uzatishlar sonini aniqlash.
20. Rul yuritmasining uzatishlar sonini aniqlash.

7-BOB. TORMOZ BOSHQARMASI

Tayanch iboralar: tormoz, tormoz yo'li, sekinlanish, tormoz kuchi, ishchi tormoz, to'xtab turish tormozi, tormoz yuritmasi, tormoz mexanizmi, tormozlanish vaqti.

7.1-§. Tormoz tizimining tasnifi va unga qo'yiladigan talablar

Avtomobilning o'z harakati davomida, vaziyatga qarab, sekinlatish yoki to'xtatish zaruriyati tug'iladi. Agar dvigatelni yetakchi g'ildiraklardan ajratib qo'yilsa, avtomobil o'zining inersiyasi o'z hisobiga harakatini davom ettiradi. Avtomobilning harakatlanishiga qarshilik kuchlarining hisobiga (yo'lning, havoning qarshilik kuchlari, transmissiyadagi ishqalanish kuchi va h.z.) avtomobilning tezligi pasayib boradi va nihoyat avtomobil to'xtaydi. Bu holda to'xtash yo'li katta bo'ladi. To'xtash yo'lini qisqartirish uchun qo'shimcha tormoz kuchidan foydalaniladi. Tormoz kuchi g'ildirak bilan yo'l orasida hosil bo'ladi.

Tormoz tizimi harakatlanayotgan avtomobil tezligini kamaytirish, to'xtatish va to'xtab turgan avtomobilni o'z joyida ushlab turish uchun xizmat qiladi.

Zamonaviy yengil avtomobillarga quyidagi tormoz tizimlari qo'llaniladi:

- ishchi tormoz;
- to'xtab turish tormoz tizimi.

Ishchi tormoz tizimi avtomobil har xil sharoitda harakatlanganda uning tezligini kamaytirish yoki darhol to'xtatish vazifasini o'taydi.

To'xtatib turish tormoz tizimi to'xtab turgan avtomobilni o'z joyida qo'zg'almasdan turishini ta'minlaydi. Avtomobillarda qo'llaniladigan tormoz tizimlari qanday vazifani bajarishidan qat'iy nazar, ular energiya manbai va bitta yoki bir nechta tormoz mexanizmlaridan iborat bo'ladi.

Ishchi tormoz tizim quyidagi qismlardan tashkil topgan:

- tormoz yuritmasi;
- tormoz mexanizmi.

Tormoz yuritmasi. Tormoz tizimining ishlashi uchun kerakli

bo'lgan energiya bilan ta'minlovchi tuzilmalar yig'indisi *energiya manbai* deb ataladi. Energiya manbaidan tormoz mexanizmlariga energiya uzatuvchi tuzilmalar yig'indisi *tormoz yuritmasi* deb ataladi.

Tormoz yuritmalari mexanik, gidravlik (suyuqlik yordamida), pnevmatik (havo yordamida), elektrik yoki kombinatsiyalashgan (pnevmogidravlik, pnevmoelektrik va h.k.) turlarga bo'linadi.

Tormoz yuritmasi quyidagi elementlardan tashkil topgan:

➤ boshqarish organi vositasida energiya manbaidan tormoz mexanizmlariga uzatilayotgan energiya miqdor jihatdan rostlab turiladi. Bularga tormoz krani, asosiy tormoz silindri, to'xtatib turish va yordamchi tormoz tizimiining qo'l yuritmasi kiradi;

➤ ijro etuvchi organ — tormoz yuritmasidan tormoz mexanizmiga energiyani uzatuvchi tuzilma.

Pnevmatik yuritmal tizimida ijro etuvchi organ sifatida tormoz kameralari yoki silindrlari, gidravlik yuritmal tizimida esa g'ildirak tormoz silindrlari ishlatiladi.

Avtomobilning harakatlanishiga majburiy qarshilik ko'rsatish va qarshilik kuchini o'zgartirish uchun mo'ljallangan tuzilma *tormoz mexanizmi* deb ataladi. Zamonaviy avtomobillarning ishchi, yordamchi va to'xtatib turish tormoz tizimlarida tormoz mexanizmi sifatida friksion tuzilmalar ishlatiladi. Bularda majburiy qarshilik aylanuvchi (rotorli) va aylanmaydigan (statorli) qismlar vositasida ishqalanish kuchini o'zgartirib hosil qilinadi. Demak, avtomobil tezligini kamaytirish uchun uning kinetik energiyasining bir qismini, batamom to'xtatish uchun esa bu energiyaning hammasini ishqalanish hisobiga yo'qotish kerak.

Tormoz tizimlariga qo'yiladigan talablar quyidagilardan iborat:

1. Avtomobil maksimal sekinlashishiga va minimal tormoz yo'liga ega bo'lishi kerak.

2. Tormozlanganda avtomobil turg'unligini yo'qotmasligi kerak.

3. Qayta- qayta tormozlanganda tormozlash xususiyatlarini o'zgarmasligi kerak.

4. Tormoz yuritmasi minimal vaqtda ishga tushishi kerak.

5. Tormoz yuritmasi “kuzatish” qobiliyatiga ega bo‘lishi, ya’ni tormoz pedalidagi kuch bilan g‘ildiraklardagi tormoz momenti proporsional (mos) bo‘lishi kerak.

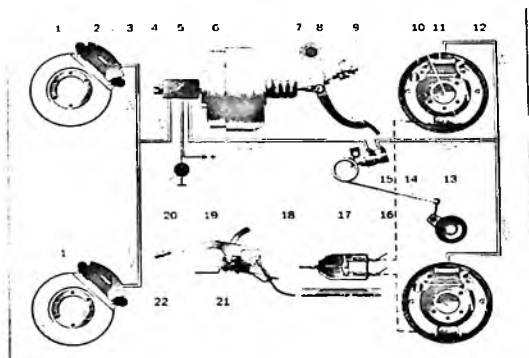
6. Tormoz tizimlari oson boshqarilishi kerak (tormoz pedalidagi kuch – 500...700 N, tormoz pedalining yo‘li – 80...180 mm)

7. Tormozlanish vaqtida har-xil tovushlar, hidlar chiqarmasligi kerak.

8. Tormoz tizimlarining barcha elementlari ishonchli bo‘lishi, asosiy elementlar kafolatli mustahkamlikka ega bo‘lishi kerak.

9. Tormoz tizimi ishdan chiqqanligi haqida haydovchiga xabar yetkazilishi kerak.

10. Umumiy talablar.

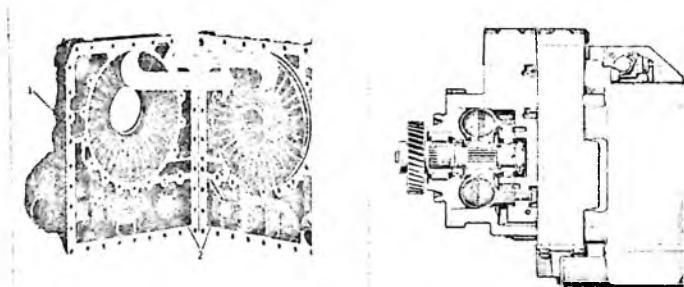


7.1-rasm. Ishchi tormoz tizimi:

1-tormoz diski; 2-oldi g‘ildirak tormoz mexanizmi skobasi; 3-oldingi kontur; 4-asosiy tormoz silindri; 5-bachok; 6-vakuum kuchaytirgich; 7-turtkich; 8-tormoz pedali; 9-ulagich; 10-orqa g‘ildirak tormoz kolodkalari; 11-orqa g‘ildirak tormoz silindri; 12-orqa kontur; 13-orqa ko‘prik yarim o‘qining g‘ilofi; 14-prujina; 15-bosim roslagichi; 16-orqa troslar; 17-tenglashtirgich; 18-oldi tros; 19-richag; 20-daraklagich; 21-to‘xtatib turish tormozining ulagichi; 22-oldingi g‘ildirak tormoz kolodkasi.

Tormoz boshqarmasi GOST 22895-77ga binoan ishchi, zaxira, to'xtatib turish (qo'l) tormoz tizimlari bilan jihozlangan bo'lishi kerak. Yordamchi tormoz tizimi bilan massasi 5 tonnadan og'ir bo'lgan avtobuslar va 12 tonnadan og'ir bo'lgan yuk avtomobillari jihozlanadi.

Har qanday tormoz tizimi tormoz yuritmasi va bitta yoki bir nechta tormoz mexanizmlardan tashkil topgan.



7.2-rasm. Yordamchi tormoz tizimi (Gidravlik tormoz-sekinlatgich).

7.2-§. Tormoz mexanizmini baholovchi mezonlar va tahlili

Tormoz mexanizmning samaradorlik koeffitsiyenti - bu mexanizm hosil qilgan tormoz momentini shartli tormoz momentiga nisbati

$$K_3 = M_{\text{tr}} / (\sum P \cdot r_{\text{tr}}),$$

bunda: M_{tr} - tormozlanish momenti;

$\sum P$ - yuritma kuchlarining yig'indisi;

r_{tr} - yuritma kuchi qo'yilgan radius;

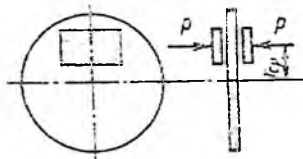
Tormoz mexanizmning barqarorligi - bu $K_3 = f(\mu)$. Agar grafikdagi bog'lanish to'g'ri chiziq bo'lsa tormoz mexanizmi barqaror.

Tormoz mexanizmning muvozanatlashganligi - bunday tormoz mexanizmi tormozlash vaqtida g'ildirak podshipniklarida qo'shimcha yuklanishlar hosil etmaydi.

Tormoz mexanizmining reversivligi – avtomobil oldinga va orqaga xarakatlanganda tormoz mexanizmi bir xil samara bilan ishlasa tormoz mexanizmi reversiv hisoblanadi.

Diskli tormoz mexanizmining tahlili.

Diskli tormoz mexanizmlari asosan yengil avtomobillarda ishlatiladi: kichik va o'rta sinfdagi yengil avtomobillarning old g'ildiraklarida (orqa g'ildiraklarda-barabanli tormoz mexanizmi); katta sinfdagi yengil avtomobillarning barcha g'ildiraklarida diskli tormoz mexanizmi ishlatiladi.



7.3-rasm. Diskli tormoz mexanizmining sxemasi.

Diskli tormoz mexanizmining tormoz momenti quyidagicha aniqlanadi:

$$M_{mop} = 2 \cdot P_{nnp} \cdot \mu \cdot r_{ch}$$

Tormoz mexanizmining samaradorlik koeffitsiyenti:

$$K_r = \frac{M_m}{2 \cdot P \cdot r_{cp}} = \frac{2 \cdot P \cdot r_g \cdot \mu}{2 \cdot P \cdot r_g} = \mu$$

Diskli tormoz mexanizmining boshqa afzalliklari quyidagilar:

- o'lchamlari va inersiya momenti kichik;
 - tormoz yuritmasining uzatish sonini porshenning kam yurishi hisobiga oshirish mumkin;
 - tormoz diski va kolodkalar yaxshi sovutiladi, chunki tormoz mexanizmi ochiq va havo yaxshi aylanishi uchun diskda radial kanallar ochiladi;
 - barabanli tormoz mexanizmlariga ko'ra ancha yengil;
 - tormoz mexanizmi hosil qiladigan tormoz momentiga kolodkalar namlanishining ta'siri kam, chunki solishtirma bosim barabanli tormoz mexanizmiga qaraganda 3...4 marta katta. Bu namlanishni tez bug'lanib qurishiga olib boradi.
- Shu bilan birga diskli tormoz mexanizmlari bir qator kamchiliklardan holi emas:
- kolodkalarda solishtirma bosim yuqoriligi sababli ular tez-tez almashtiriladi;

-diskli tormoz mexanizmlari muvazanatlashgan emas, tormozlash paytida g'ildirakning podshipniklariga qo'shimcha kuchlar ta'sir etadi.

-samaradorligi eng kichik tormoz mexanizmi.

Barabanli tormoz mexanizmining tahlili.

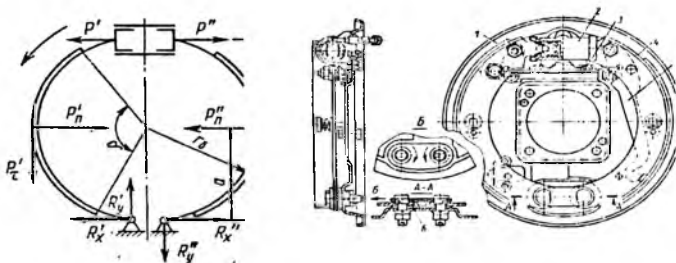
Tahlil o'tkazish uchun quyidagi soddalashtirishlar kiritamiz:

-kolodkalar va ularning qoplamalari vertikal va gorizontal o'qlarga nisbatan simmetrik joylashtirilgan.

-elementar normal kuchlarning teng ta'sir etuvchi kuchi tormoz mexanizmining markazidan o'tadi.

Ishqalanish momenti hisobiga barabanga qo'shimcha qisadigan tormoz kolodkasi aktiv, ishqalanish momenti hisobiga barabandan qochadigan kolodka passiv deb nomlanadi.

Yuritma kuchlari teng va tayanchlari bir tarafga joylashgan tormoz mexanizmi.



7.4-rasm. Yuritma kuchlari teng va tayanchlari bir tarafga joylashgan tormoz mexanizmining sxemasi va konstruksiyasi.

Sxemada P' , P'' , P – yuritma kuchi; P'_n , P''_n – aktiv va passiv kolodkalarga baraban tomondan ta'sir etadigan elementar normal kuchlarning teng ta'sir etuvchi kuchlari; P'_r , P''_r – kolodkalarga ta'sir etuvchi ishqalanish kuchlari; P'_x , P''_x , P'_y , P''_y – tayanchlarning reaksiyalari.

Ikkalla kolodka birgalikda hosil qiladigan tormoz momenti:

$$M_{TP} = M'_{TP} + M''_{TP} = P \cdot r_0 \left(\frac{\mu h}{K_a \cdot a - \mu r_0} + \frac{\mu h}{K_a \cdot a + \mu r_0} \right);$$

Tormoz mexanizmining samaradorlik koeffitsiyenti:

$$K_s = \frac{2\mu}{(1-\mu^2)} = 0.8 \text{ bu yerda, } a \approx r_0; K_a = 1; \mu = 0.35$$

Tormoz mexanizmining samaradorligi baraban ikkalla tomonga aylanganda ham teng.

Tormoz mexanizmining statik tavsifi to'g'ri chiziqli emas, demak mexanizm etarli darajada barqaror emas.

Tormoz mexanizmi muvozanatlashmaganligi tufayli $P'_1 \neq P''_1$, $P'_2 \neq P''_2$ va tormozlashda g'ildirak podshipniklariga qo'shimcha yuklanishlar ta'sir etadi.

Yuritma kuchlari teng va tayanchlari ikki tarafga joylashgan tormoz mexanizmi.

Ushbu tormoz mexanizmida oldinga xarakatlanganda ikkalla kolodka xam aktiv. Shuning uchun ikkalla kolodka hosil etadigan tormoz momentlari teng:

$$M'_1 = M'_{TP} = Pr_0 \frac{\mu h}{K_a a - \mu r_0};$$

Tormoz mexanizmining umumiy tormoz momenti:

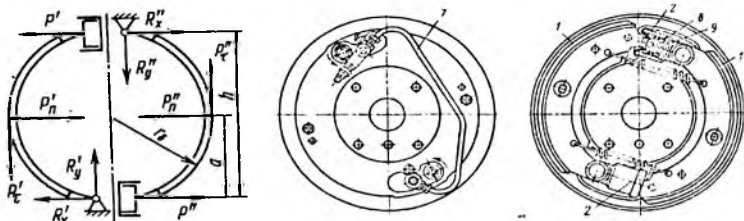
$$M_{TP} = 2 Pr_0 \frac{\mu h}{K_a a - \mu r_0}; K_s = \frac{2\mu}{1-\mu^2} = 1.08$$

Tormoz mexanizmning xususiyatlari:

- solishtirma bosim ikkalla nakladkalar yuzasida teng, shuning uchun ular teng yeyiladi.

- samaradorlik koeffitsiyenti qabul qilingan soddalashtirishlarni hisobga olganda $K_s = \frac{2\mu}{1-\mu^2} = 1.08$ demak hosil bo'ladigan tormoz momenti shartli tormoz momentidan bir muncha katta.

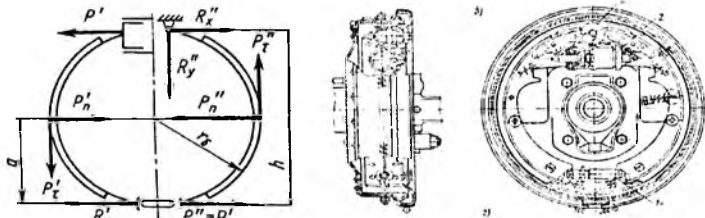
- avtomobil orqaga harakatlanganda tormoz mexanizmining samaradorligi taxminan 2 barobarga kamayadi.



7.5-rasm. Yuritma kuchlari teng va tayanchlari ikki tarafga joylashgan tormoz mexanizmining sxemasi va konstruksiyasi.

-tormoz mexanizmi muvozanatlashtirilgan, chunki $P'_x = P''_x$, $P'_y + P''_y$
 -ushbu turdagi tormoz mexanizmlar faqat oldingi ko'prikg'ildiraklarida o'rnatiladi.

O'z-o'zidan kuchayuvchi tormoz mexanizmi (servotormoz).



7.6-rasm. O'z-o'zidan kuchayuvchi tormoz mexanizmi (servotormoz)ning sxemasi va konstruksiyasi.

Tormoz mexanizmining umumiy tormoz momenti

$$M_{\text{torm}} = M'_{\text{torm}} + M''_{\text{torm}} = 3P'r_0 \frac{\mu h}{R_0 a - \mu r_0}; \quad K_s = \frac{4\mu}{(1-\mu)} \approx 3,31$$

Tormoz mexanizmining xususiyatlari:

- qoplamalarning ustiga ta'sir etadigan solishtirma bosim teng emas, shuning uchun ikkinchi aktiv kolodkaning qoplamalari ikki baravar tez yeyiladi.

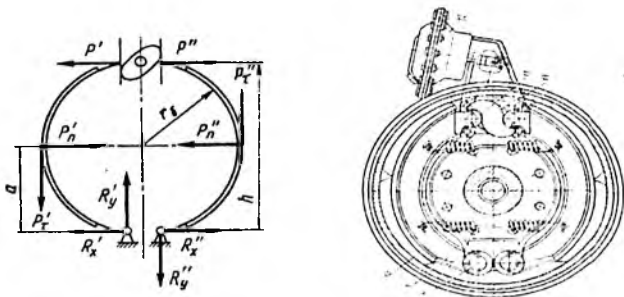
- ushbu tormoz faqat bir tomonga(oldinga) samarali ishlaydi, teskari aylanganda samaradorligi 3 barobardan ko'proq tushib ketadi.

- boshqa tormoz mexanizmlarga qaraganda eng yomon barqarorlikka ega, tavsifi keskin tepaga ko'tariluvchi egri chiziq.

- tormoz mexanizmi muvozanatlashmagan. Shuning uchun tormozlash paytida g'ildirak podshipniklariga qo'shimcha yuklanishlar hosil bo'ladi.

Samaradorlik koeffitsiyenti o'ta yuqoriligi, barqarorligi eng pastligi, juda muvozanatlashmaganligi va o'ta keskin tormozlanishi tufayli zamonaviy avtomobillarda ushbu tormoz mexanizmlari g'ildirak tormoz mexanizmlari sifatida ishlatilmaydi, balki transmissiyada o'rnatiladigan tormoz mexanizmlari sifatida ishlatiladi.

Kolodkalari teng suriladigan barabanli tormoz mexanizmi.



7.7-rasm. Kolodkalari teng suriladigan barabanli tormoz mexanizmining sxemasi va konstruksiyasi

Kolodkalarni keruvchi tormoz mushtchaning elkalari simmetrik ishlangan, shuning uchun kolodkalar teng suriladi. Demak kolodkalarga ta'sir etuvchi normal kuchlar va ishqalanish kuchlari ham ikkalla kolodkalarda teng. Lekin yuritma kuchlari teng emas, chunki aktiv kolodkani barabanga siqish uchun passiv kolodkani siqish kuchidan kam yuritma kuchi kerak. Tormoz mexanizmining tormoz momenti:

$$M_{\text{torm}} = r_0 \mu \cdot h \left(\frac{P'}{K_a - \mu r_0} + \frac{P''}{K_a + \mu r_0} \right) \quad K_s = \frac{P''}{P'} = \frac{(1 + \mu)}{(1 - \mu)} = 2$$

Tormoz mexanizmini baholash:

-tormoz mexanizmining ikkalla kolodkalarida solishtirma bosim teng, demak kolodkalar bir xil yeyiladi;

-tormoz mexanizmining samaradorlik koeffitsiyenti $K_c = 2 \cdot \mu = 2 \cdot 0,35 = 0,7$ shartli tormoz momentidan kichik, demak tormoz mexanizmi yetarli darajada samarador emas;

-tormoz mexanizmining samaradorligi oldga va ortga harakatlarda teng;

-tormoz mexanizmning tavsifi to'g'ri chiziqli, demak tormoz mexanizmi yaxshi barqarorlikka ega;

- tormoz mexanizmi muvozanatlashgan, demak tormozlash paytida g'ildirak podshipniklariga qo'shimcha yuklanishlar uyg'otmaydi.

Kolodkalari teng suriladigan barabanli tormoz mexanizmlar pnevmo yuritmalı tormoz tizimiga ega yuk avtomobillarda keng qo'llaniladi.

7.3-§. Tormoz yuritmalari

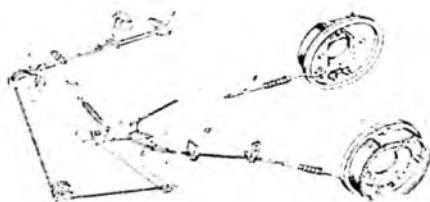
Mexanik tormoz yuritmasi. Mexanik tormoz yuritmasining afzalligi uning sodda tuzilganligi, ishonchli ishlashi va yuritma kuchini uzoq muddatga o'zgartirmasdan saqlab turishidir. Lekin, mexanik tormoz yuritmasining FIK eng kichkina (0,6...0,8) bo'lgani uchun, bu tormoz yuritmalari faqat to'xtatib turish tormoz tizimlarida ishlatiladi.

Mexanik tormoz yuritmasining kamchiliklariga yana quyidagilar kiradi:

-joylashtirish noqulay, chunki richaglar, tortqilar, trostlar, tayanchlar va h.k.lar o'rnatilishi kerak;

-barcha tormoz mexanizmlariga bir vaqtda va bir xil tormoz kuchini yetkazib bormaydi;

-ko'p konturli tormoz yuritma yaratish va ularni sinxron ishlashini ta'minlashi murakkab.



7.8-rasm. Mexanik tormoz yuritmasi:

1-tortqi; 2-reyka; 3,10-roliklar; 4-trost; 5-tortqi; 6-richag; 7-tenglagich; 8,9-trosalar; 11,12-orqa tormoz mexanizmlari; 13-richag.

Gidravlik tormoz yuritmasi. Hidravlik tormoz yuritmasining asosiy afzalligi fizik olim Paskal ochgan qonuni bilan asoslanadi: gaz va suyuqliklar bosimni barcha yo'nalishlarga birday uzatadi. Shu qonunga binoan, gidravlik tormoz yuritmada tormoz pedaliga quyilgan kuchdan asosiy tormoz silindrida hosil bo'lgan bosim konturlarga birday tarqalib, tormoz mexanizmlarini bir paytda ishga tushiradi. Bundan tashqari, suyuqlikda bosim 300 m/s tezlik bilan tarqaladi, bu esa yuritmani yuqori tezlik bilan ishga tushishini ta'minlaydi. Suyuqlik va quvurlar devori orasida ishqalanish juda kamligi uchun yuritmaning FIK yuqori. Suyuqlik yuradigan quvurlar egiluvchan material (mis qotishmalari) dan tayyorlanadi, Ularni egib kerakli shaklga keltirib o'rnatish ancha qulay.

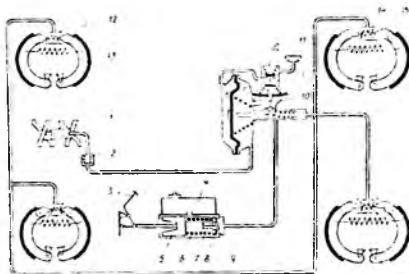
Lekin, gidravlik yuritmalar kamchiliklardan ham holi emas:

- yuritmaga havo kirishi uning samadorligini va ishonchliligini keskin tushiradi.

- tormozlash jarayonida qizib ketadigan silindrlar (asosan diskli tormoz mexanizmlarida) suyuqlikni kaynab ketishi natijasida hosil bo'lgan gazlar yuritmani ishdan chiqaradi.

Asosiy va ishchi tormoz silindrlari. Bir porshenli asosiy tormoz silindrining konstruksiyasi 7.10a-rasmda ko'rsatilgan. Tormozlanish vaqtida turtkich prujina 12 ni siqib, porshenni o'ng tarafga siljitadi. Porshenning siljishi boshlanishi bilan rezinali manjeta 14 kompensatsion teshik 3 ni yopadi. Suyuqlik o'tkazish klapani prujinasi 11 ning kuchini engib, silindrdan trubkalarga va

g'ildirak silindriga siqib chiqariladi, xamda tormoz mexanizmlarini ishga tushiradi.



7.9-rasm. Gidravlik yuritmalı ishchi tormoz tizimi

1-kiritish kollektori; 2-teskari klapan; 3-tormoz pedali; 4-asosiy tormoz silindri; 5-porshen; 6-qaytaruvchi prujina; 7-o'tkazuvchi klapan prujinasi; 8-teskari klapan; 9-o'tkazuvchi klapan; 10-gidrovakuum kuchaytirgich; 11-havo filtri; 12.14-ishchi silindrlar; 13-oldingi tormoz mexanizmi; 15-orqa tormoz mexanizmi.

Tormozlanish tugagandan so'ng suyuqlik g'ildirak silindrlaridan asosiy silindrlarga teskari klapan 10 orqali o'tadi. Trubkalardagi suyuqlik bosimi taxminan 0,1 MPa bo'lganda qaytarish prujinasi teskari klapani yopib qo'yadi va shuning hisobiga porshenning rezina manjetalari silindr devorlariga zich yopishib turadi, natijada yuritma ichiga havo kirmaydi.

Tormoz pedali tez qo'yib yuborilganda prujina 12 ta'sirida asosiy silindrning porsheni o'zining avvalgi holatiga tez qaytadi. Lekin g'ildirak silindrlaridan va trubkalardan qaytayotgan suyuqlik bunday tezlikda asosiy silindrga qaytolmaydi. Natijada asosiy silindrda siyraklanish hosil bo'ladi. Siyraklanish hisobiga suyuqlik yuqori hajmdan (rezervuar) o'tkazish klapani 2 orqali porshen kallagining ortiga o'tadi va porshen 17 orqali rezinali manjetaning chetlarini bukib, asosiy silindrga o'tadi. Shuning hisobiga asosiy silindrga havo kirishi bartaraf qilinadi. Keyinchalik g'ildirak silindrlaridan va trubkalardan kelayotgan suyuqlik ortiqcha suyuq-

likni asosiy silindrdan yuqori hajmga (rezervuar) kompensatsion teshik 3 orqali siqib chiqaradi.

Asosiy silindrdagi o'tkazish va teskari klapanlar, xaroratdan qat'i nazar, g'ildirak silindrlaridagi va trubkalardagi suyuqlikning hajmini bir xil ushlab turadi. Agar xarorat hisobiga bosim oshib ketsa suyuqlikning ortiqchasi teskari klapan va kompensatsion teshik orqali rezervuarga qaytib boradi. Harorat pasayib ketib g'ildirak silindrlari va trubkalardagi suyuqlikning hajmi kamaysa etishmagan suyuqlik o'tkazish klapani orqali trubkalarga etib boradi.

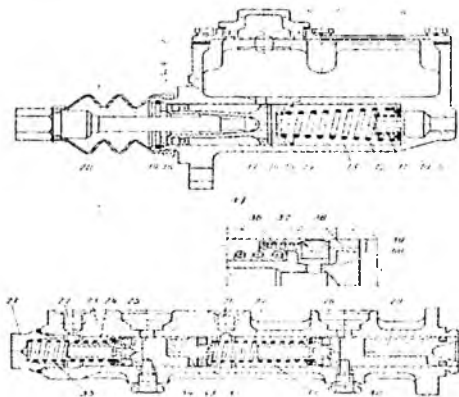
Tandem tipidagi asosiy tormoz silindri cho'yan korpus 23 dan (7.10b-rasm) va uning ichidagi ikkita porshendan iborat. Oldingi g'ildiraklar konturini ishga soluvchi porshen 29 tuzilishi bo'yicha orqa g'ildiraklarni ishga soluvchi porshen 33 dan uncha farq qilmaydi. Porshen 29 ga tormoz pedalining shtoki tiralib turadi. Porshenlar asosiy silindrni ikkita hajmga, ya'ni kamera 24 va 27 larga ajratib turadi. Bu kameralar 22 va 26 teshiklar orqali oldingi va orqa g'ildirak silindrlari bilan bog'langan. Shuningdek, kameralar 25 va 28 teshiklar orqali o'z rezervuari biln bog'langan.

Tormoz pedali bosilmagan paytda prujina 35 porshen 33 ni o'ng tarafdagi holatda ushlab turadi. Bu paytda porshen 33 cheklagich 34 ga tiralib turadi. Prujina 31 ta'sirida porshen 29 cheklagich 30 tiralib turadi. Kameralar bir-biridan porshen 33 da joylashgan manjeta 32 orqali ajralib turadi. Har bir porshenda rezinali zichlovchi halqa 37 va tayanch vtulka 38 joylashgan. Boshlang'ich holatda prujina 36 zichlovchi halqani tayanch vtulkaga siqib turadi va natijada tirqish 39 hosil bo'ladi. Shu tirqish va teshik 40 orqali kameralar rezervuar bilan tutashgan, shuning uchun suyuqlikning ortiqcha bosimi hosil bo'lmaydi.

Tormoz pedali bosilganda porshen 29 chap tarafga siljiydi, tirqish 39 yopiladi va porshenning qirrasi zichlovchi halqa 37 ga siqiladi. So'ngra suyuqlik g'ildirak silindrlariga siqib chiqariladi va oldingi g'ildirak konturida tormozlanish uchun etarli bo'lgan suyuqlik bosimi hosil bo'ladi. Porshen 29 bilan bir vaqtda porshen 33 xam chap tarafga siljiydi va orqa g'ildiraklar konturida suyuqlikning bosimini oshiradi. Kamera 27 dagi suyuqlik bosimi

porshen 33 orqali kamera 24 ga uzatiladi, shuning uchun ikkala kameradagi suyuqlik bosimi bir xil bo'ladi.

Agar yuritmadagi nosozlik hisobiga oldingi g'ildiraklar konturidagi suyuqlik oqib chiqib ketsa, tormoz pedali bosilganda porshen 29 porshen 33 ga tiralib qoladi va avtomobil faqat orqa g'ildiraklardagi tormoz mexanizmlari hisobiga to'xtatiladi. Agar nosozlik orqa g'ildiraklar konturida hosil bo'lsa, porshen 33 probka 21 ga tiralib qoladi va suyuqlik bosimi faqat kamera 27 da oshadi, natijada avtomobil faqat oldingi g'ildiraklardagi tormoz mexanizmlari hisobiga to'xtatiladi.

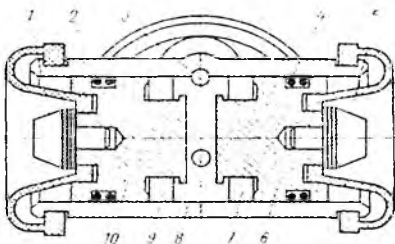


7.10-rasm. Asosiy tormoz silindrlari a) bir porshenli b) ikki porshenli (tandem): 1-turtkich; 2-o'tkazish teshigi; 3-kompensatsiyalovchi teshik; 4-yuqori hajm; 5-korpus; 6-tiqin; 7-teshik; 8-qopqoq; 9-o'tkazish klapani; 10-teskari klapan; 11-prujina; 12-qaytaruvchi prujina; 13-silindr; 14-manjeta; 15-halqasimon klapan; 16-porshen teshigi; 17-porshen; 18-zichlovchi halqa; 19-tayanch shayba; 20-chexol; 21-rezbali tiqin; 22,26-o'tkazish teshiklari; 23-korpus; 24-orqa kontur hajmi; 25,28-teshiklar; 27-oldingi kontur hajmi; 29,33-porshenlar; 30,34-cheklangichlar; 31,35-prujinalar; 32-manjeta; 36-prujina; 37-zichlovchi halqa; 38-tayanch vtulka; 39-halqasimon hajm; 40-porshendagi teshik.

Ba'zi avtomobillarda (VAZ-2108, 2109, Neksiya, Tiko) diagonal sxemali ikki konturli tormoz yuritmalari ishlatiladi. Bunda birinchi kontur oldingi chap va orqadagi o'ng g'ildiraklarni bog'lab tursa, ikkinchi kontur oldingi o'ng va orqadagi chap g'ildiraklarni bog'lab turadi. Bu tormoz yuritmalarida bitta kontur ishdan chiqsa tormoz samaradorligi faqat 50 % ga kamayadi.

G'ildirak silindri tormoz mexanizmining tayanch diskiga o'rnatilgan. G'ildirak silindrining korpusi 2 da ikkita porshen 6 va 10 joylashgan (7.11-rasm). Bu porshenlar turtkich 1 va turtkich 5 orqali tormoz kolodkalariga ta'sir etadi. Porshen o'yiqlarida rezinali zichlovchi halqa 4 joylashgan. Silindr korpusida ikkita teshik ochilgan. Pastki teshik 8 ga shtutser orqali trubka ulangan, yuqorigi teshik 3 ga esa o'tkazish klapani o'rnatilgan. Bu klapaning vazifasi silindrga suyuqlik to'ldirilganda silindrdagi havoni tashqariga chiqarib yuborish. Porshenlarga metallan tayyorlangan kesik halqalar 7 va 9 lar kiydirilgan. Bu kesik halqalar silindr ichki yuzasiga sezilarli kuch bilan qadalib turadi. Har bir porshen kesik halqalarga nisbatan ma'lum bir masofaga siljiydi.

Tormozlanish vaqtida suyuqlikning hisobiga porshen va kesik halqalar kolodkalar tomonga siljiydi. Tormozlanish tugagandan keyin tormoz kolodkalarini qaytaruvchi prujinalar kesik halqalarni boshlang'ich holatiga qaytara olmaydi. Shuning hisobiga kolodkalar va baraban orasidagi tirqish avtomat tarzda sozlanadi.



7.11-rasm. Ishchi tormoz silindri

1,5-turtkichlar; 2-korpus; 3-yuqoridagi teshik; 4-manjeta;
6,10-porshenlar; 7,9-tayanch halqalar; 8-pastdagi teshik.

Tormoz kuchaytirgichlari.

Tormoz kuchaytirgichlariga qo'yiladigan asosiy talablar: kuchaytirgich hosil etadigan kuch tormoz pedaliga qo'yilgan kuchga proporsional bo'lishi kerak; kuchaytirgich ishdan chiqqanda haydovchi tormoz tizimini boshqara olishi kerak.

Har bir kuchaytirgich bajaruvchi va kuzatuvchi qurilmalardan tashkil topgan. Bajaruvchi qurilma membranali yoki porshenli vakuum kamerasi ko'rinishida bo'lishi mumkin. Kuzatuvchi qurilma sezgir element va ikkita – vakuum va atmosfera klapanlaridan tashkil topgan. Sezgir element membranali, richagli, biki elastikli bo'lishi mumkin. Ayrim konstruksiyalarda kuzatuvchi qurilma bajaruvchi qurilmadan alohida joylashtiriladi. Kuzatuvchi qurilmaning yuritmasi gidravlik bo'lgan kuchaytirgichlar gidrovakuum kuchaytirgichlar deb, agar kuzatuvchi qurilmaning yuritmasi mexanik bo'lsa vakuum kuchaytirgichlar deb ataladi. Asosiy tormoz silindri ko'p xollarda vakuum kuchaytirgich bilan birga ishlanadi.

Tormoz pedali bosilmaganda membranali kameraning ikkala tomonida vakuum hosil bo'ladi, chunki kuzatuvchi qurilmaning membranasi prujina bilan pastga siqilgan va vakuum klapani ochiq, atmosfera klapani esa prujina bilan o'rindig'iga siqilgan. Tormoz pedali bosilganda gidroquvurlarda paydo bo'lgan bosim kuzatuvchi qurilmaning porshenini membrana bilan birgalikda tepaga ko'taradi va vakuum klapanini yopib, atmosfera klapanini ochadi. Kameraning chap tomonida vakuum kamayadi va tormoz pedaliga ma'lum kuch qo'yilganda bosim atmosfera bosimi bilan tenglashadi. Membranaga ta'sir etayotgan bosimlar farqi membrana bilan birlashtirilgan shtokda (demak, kuchaytirgich gidrosilindrining porsheniga) qo'shimcha kuch hosil qiladi. Bu kuch tormoz pedali bosilganda hosil bo'lgan bosim kuchiga qo'shiladi. Kuzatish imkoni membranani, pedalga qo'yilgan kuch o'zgarmas bo'lganda, muvozanatda bo'lishidan hosil bo'ladi. Muvozanat holatida vakuum klapani va atmosfera klapanlar yopiq bo'ladi.

Tormoz kuchaytirgichdagi "kuzatuv" mexanizmining ishlashi tormoz pedalidagi haydovchining kuchi o'zgarmas bo'lganda

membrananing o'z-o'zidan tenglik holatini egallashiga asoslangan. Bu holda vakuum klapani va havo klapani yopiq holatda bo'ladi.

"Kuzatuv mexanizmi"dagi membrananing tenglik holati tenglamasi quyidagicha aniqlanadi:

$$(\rho_1 - \rho_2) \cdot F_3 + P_{np1} - \rho_{c1} \cdot F_1 = 0$$

bu yerda: ρ_1 – membrananing tepasidagi havo bosimi;

ρ_2 – membrananing ostidagi bosim (dvigatelning kiritish kollektoridagi vakuum, hisob-kitoblar uchun $\rho_2 = 0,05$ MPa);

F_3 – membrananing faol yuzasi;

P_{np1} – membrana prujinasining kuchi;

ρ_{c1} – asosiy tormoz silindridagi suyuqlik bosimi: $\rho_{c1} = \frac{P_n \cdot U_n}{F_1}$

P_p – tormoz pedalidagi haydovchining kuchi;

U_p – tormoz pedalining uzatishlar soni;

F_1 – asosiy tormoz silindri porshenining yuzasi;

F_2 – "kuzatuv mexanizmi"dagi porshen 8 ning yuzasi.

Membrananing ikki tarafidagi bosimlar farqi quyidagicha aniqlanadi:

$$\rho_1 - \rho_2 = \frac{P_n \cdot U_n \cdot F_2}{F_1 \cdot F_3} - \frac{P_{np1}}{F_3};$$

Huddi shunday bosimlar farqi membrana kamerasida ham hosil bo'ladi.

Gidrovakuum tormoz kuchaytirgichning silindridagi porshenga ta'sir etayotgan kuchlar quyidagicha aniqlanadi:

$$(\rho_1 - \rho_2) \cdot F_1 - P_{np2} + \rho_{c1} \cdot F_1 = \rho_{c2} \cdot F_3$$

bu yerda: ρ_1 – membrananing chap tarafidagi bosim;

ρ_2 – membrananing o'ng tarafidagi bosim (dvigatelning kiritish kollektoridagi vakuum, hisob-kitoblar uchun $\rho_2 = 0,05$ MPa);

F_1 – membrananing faol yuzasi;

P_{np2} – prujinaning kuchi;

F_3 – kuchaytirgich silindri porshenining yuzasi;

ρ_{c2} – kuchaytirgich silindrining o'ng tarafidagi bosim;

Oxirgi tenglamaga $\rho_1 - \rho_2$ va ρ_{c1} larning qiymatini qo'yib, kuchaytirgich silindrining o'ng tarafidagi bosim aniqlanadi:

$$\rho_{c2} = \frac{P_{01} \cdot U_{01}}{F_1 \cdot F_3} \left(\frac{F_4 \cdot F_5}{F_3} + F_5 \right) - \frac{P_{0p1} \cdot F_4}{F_3 \cdot F_5} - \frac{P_{0p2}}{F_5};$$

Tormoz kuchaytirgichning kuchaytirish (samaradorlik) koeffitsiyenti quyidagicha aniqlanadi:

$$K_y = \frac{\rho_{c2} - \rho_{c1}}{\rho_{c1}}; \text{odatda, } K_y = 2 \dots 3 \text{ atrofida}$$

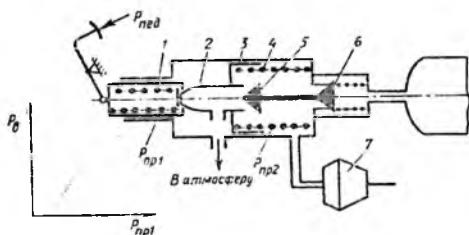
Pnevmatik tormoz yuritmasi. Pnevmatik tormoz yuritmasi katta va o'rta yuk ko'taruvchi avtomobillar va avtobuslarning tormoz yuritmasi sifatida ishlatiladi. Ushbu yuritmaning afzalliklari: boshqarishni osonlashishi, tirkama va yarim tirkamani tormoz yuritmalari sifatida ishlatish qulayligi, siqilgan havo energiyasini boshqa maqsadga ishlatish mumkinligi (shinalarga dam solish, oyna tozalagichlarni harakatga keltirish va h.k.). Pnevmatik tormoz yuritmasining kamchiligi: ishlab chiqarishni murakkabligi, nisbatan narhi yuqoriligi, kompressorga doimiy quvvat sarflanishi, ishga tushish vaqtini kattaligi (gidroyuritmani ishga tushish vaqtidan 5..10 marta katta. Bu kamchilikni elektropnevmoymuritma bilan bartaraf etish mumkin).

7.4-§. To'g'ri va teskari yo'nalishdagi tormoz kranlari

Tormoz krani. Ushbu uskuna kuzatishni ta'minlaydi, ya'ni tormoz pedaliga qo'yiladigan kuch va siqilgan havo bosimini pnevmoyuritmaning bajaruvchi uskunalarida mosligini ta'minlaydi. Ishlash prinsipiga ko'ra tormoz kranlari to'g'ri va teskari ishlovchi bo'lishi mumkin. To'g'ri ishlovchi tormoz kranlari tortuvchi avtomobilni tormoz tizimini yoki ikki o'tkazgichli tormoz yuritmalari tirkamaning tormoz tizimlarini boshqarish uchun ishlatiladi. Teskari ishlovchi tormoz kranlari bir o'tkazgichli tormoz yuritmagacha ega tirkamani tormoz tizimini boshqarish uchun ishlatiladi. Konstruksiyasiga kura tormoz kranlari porshenli yoki membranali bo'lishi mumkin. Porshenli tormoz kranlarida siqilgan havo bosimini o'sishi va porshenni surilishi orasida bog'liklik to'g'ri chiziqli, lekin porshen va silindr devorlari orasida ishqalanish mavjudligi tufayli, tormoz kranini sezuvchanligi etarli darajada emas. Membranali tormoz kranlari yuqori sezuvchanlikka ega, chunki membranani

siljishida ishqalanish deyarli yo'q. Xajmlarni orasida o'rnatilgan membrana hajmlarni yaxshi ajratib turadi. Lekin, siqilgan havo bosimini o'sishi va membranani surilishi orasida to'g'ri chiziqli bog'liqlikni ta'minlamaydi.

To'g'ri ishlovchi tormoz krani. Konstruksiyasi va sxemasi 7.12-rasmda tasvirlangan. Keltirilgan sxemada tormoz pedali qoyib yuborilgan, atmosfera klapani 5 tormoz kamerasi 7 ni atmosfera bilan bog'laydi va siqilgan havo klapani 6 yopiq. Pedal bosilganda porshenning g'ovak shtoki 2 unga birlashtirilgan porshen bilan surilib egari bilan klapan 5 ga o'tiradi va uni yopib, tormoz kamerasini atmosferadan ajratadi; shu bilan birga, sterjen orqali klapan 5 bilan bog'liq bo'lgan klapan 6 ochilib, siqilgan havoni resiverdan tormoz kamerasiga o'tkazadi. Tormoz kamerasida bosim qiymati pedalg qo'yilgan kuchga to'g'ri proporsional. Kuzatish imkoni, tormoz pedaliga o'zgarmas kuch qo'yilganda, porshen 3 ga ta'sir etuvchi kuchlarning muvozanati bilan belgilanadi. Shunda ikkala klapan xam yopiq. Klapanlarning birini zichligi yaxshi bo'lmay kamroq havo chiqishi muvozanatni buzmaydi, chunki havoni chiqishi ikkinchi soz klapani ochilishiga va muvozanatni tiklanishiga olib keladi.



7.12-rasm. To'g'ri ishlovchi tormoz krani sxemasi va statik tavsifi.

Muvozanatda bo'lishning tenglamasi (ishqalanishni hisobga olmaganda):

$$P_n \cdot U_n - \rho'_n \cdot F_n - P_{np2} = 0;$$

bu yerda: ρ'_n - klapanlarni yopiq holatida tormoz kranining o'ng hajmidagi havo bosimi;

F_n – porshen yuzasi;

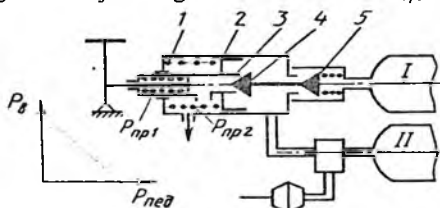
P_{np2} – prujina 4 ning kuchi.

Shu tenglamadan tormoz pedaliga quyilgan kuch va tormoz kamerasida havo bosimi orasidagi bog‘liqlikni aniqlaymiz.

$$\rho'_a = \frac{P_n \cdot U_n - P_{np2}}{F_n}$$

7.12-rasmda tasvirlangan statik tavsif tormoz kranining ishqalanuvchi detallari orasidagi ishqalanishni hisobga olib qurilgan, shuning uchun bosimni oshishi pedalga ma‘lum kuch qo‘yilgandan so‘ng boshlanadi. Grafikning tepa gorizontal qismi siqilgan havo bosimini maksimal kiymatga chiqqanini ifodalaydi.

Teskari ishlovchi tormoz krani tirkamada bir o‘tkazgichli yuritma ishlatilganda o‘rnatiladi (7.13-rasm). Sxemada tormozlanmayotgan holati tasvirlangan. Pedal bosilmaganda muvozanatlashtiruvchi prujina 1 porshen 2 ni shtok 3 bilan birgalikda o‘ngga suradi va pnevmotaqsimlagichni atmosferadan ajratadi, siqilgan havo klapani 5 ni ochadi. Bunda tirkamaning resiveri I ga tirkama pnevmotaqsimlagichi orkali tortuvchi avtomobil resiveri I dan siqilgan havo o‘tadi. Siqilgan havoni o‘tishi quyidagi shart bajarilmaguncha davom etadi $P_{np1} > \rho_a \cdot F_n$



7.13-rasm. Teskari ishlovchi tormoz kranining sxemasi va statik tavsifi.

Tormoz pedali bosilsa porshen 2, muvozanatlashtiruvchi prujinani siqib, chapga suriladi; siqilgan havo klapani egariga o‘tiradi - siqilgan havo kelishi to‘xtaydi, klapan 4 ochilib, tormoz krani porshenining o‘ng tomonini atmosferaga ochadi. Tirkamaning pnevmoyuritma ta‘minotida havo bosimini pasayishi pnevmotaq-

simlagichni ishga tushiradi. Natijada, tirkamaning resiveridan siqilgan havo tormoz mexanizmlarining tormoz kameralariga boradi. Tormoz krani porshenining muvozanat tenglamasi:

$$P_{np2} - P_{np1} - \rho_s \cdot F_n = 0; \text{ bu yerda: } P_{np1} = P_n \cdot U_n$$

Bu tenglamadan silindrning o'ng tomonidagi hajmda (tormoz kamerasida) hosil bo'lgan bosimni aniqlaymiz:

$$\rho_s = \frac{P_n \cdot U_n - P_{np2}}{F_n}$$

Ushbu tenglamadan va keltirilgan statik tavsifidan ko'rinib turibdiki pedalga qo'yilgan kuchni oshishi bilan silindrning o'ng tomon hajmida bosim tushadi. Statik tavsifni tepa gorizontaal qismi tormoz kranining sezmaslik zonasini ifodalaydi.

Tormoz kameralari.

Tormoz kameralari g'ildiraklarga yaqin joylashtiriladi. Tormoz kameralari membranali va silindrli bo'lishi mumkin. Katta yuk ko'taruvchi yuk avtomobillarda ko'p hollarda tormoz kameralari prujinali energoakkumulyatorlar bilan birlashtiriladi. Membranali tormoz kameralari ishqalanish yuzalarning yo'qligi va yaxshi yopiqligi (germetikligi) bilan farqlanadi. Shuning uchun ular yuqori sezuvchanlikka ega, bundan tashqari, ularni moylashga zarurat yo'q. Membranali tormoz kameralarini kamchiligi shtokdagi kuch R_{sh} va shtokning surilishi S_{sh} orasidagi bog'liklik to'g'ri chiziqli emasligida. Bu diafragmaning effektiv yuzasini o'zgarishi bilan bog'liq. Effektiv yuza shtokning surilishi oshishi bilan kamayib boradi. Ikkinchi kamchiligi membrana teshilganda tormoz tizimi ishdan chiqadi.

Porshenli tormoz kameralari, membranalikka nisbatan katta effektiv yuzaga ega. U havo bosimi o'zgarish bo'lganda shtokdagi kuch va shtokni surilishi orasida to'g'ri chiziqli bog'liqlikni ta'minlaydi. Silindrli tormoz kamerasining ekspluatatsion ishonchligi ancha yuqori, chunki porshenni zichlovchi manjetasi uzilganda tormoz tizimini yoki konturlarni to'satdan ishdan chiqishiga olib bormaydi. Silindrli tormoz kameralarini kamchiligi ularni germetikligi nisbatan pastligida, ishqalanuvchi yuzalarni borligida va membranaliga nisbatan qimmatligida. Shuning uchun ular nisbatan kam ishlatiladi.

Energoakkumulyatorlar bilan birlashtirilgan tormoz kameralari ishchi va to'xtab turish tormoz tizimlarida o'rnatiladi. Chiqish A prujinali energoakkumulyatorning silindrini to'xtab turish tormozining yuritmasidagi resiver bilan birlashtiradi; ikkinchi chiqishi (rasmda ko'rsatilmagan) membranali kamerani, tormoz krani orqali, avtomobilni resiveri bilan birlashtiradi.

7.5-§. Tormoz tizimlaridagi yuklanishlar va tormoz mexanizmini hisoblash

Tormozlash vaqtida inersiya kuchlari hisobiga o'qlarga tushayotgan vertikal yuklanishlar o'zgaradi, ya'ni oldingi o'qda ko'payadi va orqa o'qda kamayadi.

$$P_{z1} = \frac{M_u \cdot g}{L} (b + \varphi \cdot h_{OM}) \quad P_{z2} = \frac{M_u \cdot g}{L} (a - \varphi \cdot h_{OM})$$

bu yerda: P_{z1} , P_{z2} – tormozlanish vaqtida oldingi va orqa o'qga tushadigan vertikal yuklanish

M_u – avtomobilning to'liq massasi; [kg]

L – avtomobilni bazasi; [m]

a , b – oldingi va orqa o'qlardan og'irlik markazigacha bo'lgan masofa; [m]

h_{OM} – og'irlik markazining balandligi; [m]

G'ildiraklar va yo'l orasidagi ilashish bo'yicha hosil qilishi mumkin bo'lgan maksimal tormoz kuchi:

$$P_{T1\varphi} = P_{z1} \cdot \varphi; \quad P_{T2\varphi} = P_{z2} \cdot \varphi;$$

Maksimal tormoz momenti:

$$M_{T1\varphi} = P_{T1\varphi} \cdot r_k; \quad M_{T2\varphi} = P_{T2\varphi} \cdot r_k$$

bu yerda: r_k – g'ildirakning g'ildirash radiusi

Agar avtomobilning parametrlari (L , a , b , h_{OM}) noaniq bo'lsa P_{z1} va P_{z2} larni aniqlash uchun reaksiyalarni qayta taqsimlash koefitsiyentlari m_{T1} va m_{T2} dan foydalanish mumkin:

$$P_{z1} = M_1' \cdot g \cdot m_{T1}; \quad P_{z2} = M_2' \cdot g \cdot m_{T2}$$

bu yerda: M_1' , M_2' – tinch turgan avtomobilning oldi va orqa o'qlariga tushadigan massa.

m_1, m_2 – reaksiyalarni qayta taqsimlash koeffitsiyentlari.
 ($m_1 = 1.3 \div 1.5$; $m_2 = 0.5 \div 0.7$)

Tormoz mexanizmini hisoblash.

Tormoz mexanizmi hosil qilishi kerak bo'lgan tormoz momentini aniqlash. O'qqa tushayotgan yuklanish g'ildiraklarga teng taqsimlanadi deb hisoblasak, u holda g'ildirakdagi maksimal tormoz momenti quyidagicha aniqlanadi:

$$\text{oldingi o'qdagi g'ildirak uchun: } M_{T_{\text{or}}} = \frac{M_{T_{\text{og}}}}{2};$$

$$\text{orqa o'qdagi g'ildirak uchun: } M_{T_{\text{or}}} = \frac{M_{T_{\text{og}}}}{2}$$

Tormoz mexanizmi hosil qilishi kerak bo'lgan tormoz momenti g'ildiraklardagi maksimal tormoz momentidan kichik bo'lmashligi kerak, ya'ni:

$$\text{oldingi o'qdagi g'ildirak uchun: } M_{TM} \geq M_{T_{\text{or}}};$$

$$\text{orqa o'qdagi g'ildirak uchun: } M_{TM} \geq M_{T_{\text{or}}}$$

Tormoz mexanizmi kolodkalariga ta'sir etuvchi yuritma kuchini aniqlash:

- *diskli tormoz mexanizmini hisoblash:*

Diskli tormoz mexanizmi hosil qiladigan tormoz momenti quyidagicha hisoblanadi: bundan:

$$M_{TM} = 2P \cdot \mu \cdot r_0 \quad P = M_{TM} / 2\mu \cdot r_0$$

- *barabanli tormoz mexanizmini hisoblash* (yuritma kuchlari teng va kolodka tayanchlari bir tarafga joylashgan barabanli tormoz mexanizmi misolida):

Tormoz mexanizmi hosil qiladigan tormoz momenti quyidagicha aniqlanadi:

$$M_{TM} = 2P' \cdot r_0 \cdot \frac{\mu \cdot h \cdot k_0 \cdot a}{k_0^2 \cdot a^2 - \mu^2 \cdot r_0^2};$$

bu yerda: P', P'' – kolodkalarga ta'sir etuvchi yuritma kuchlari;
 [N]

β_0 – kolodkalardagi friksion qoplamalarning qoplash burchagi
 ($\beta_0 = 90 \dots 120^\circ$)

μ – ishqalanish koeffitsiyenti; ($\mu = 0.35$)

h – kolodka tayanchidan ishchi silindr markazigacha bo'lgan masofa;

k_0 – koeffitsiyent (grafikdan olinadi)

a – kolodka tayanchidan tormoz mexanizmi markazigacha bo'lgan masofa;

r_b – tormoz barabani radiusi;

Zarur bo'lgan tormoz momentini hosil qilish uchun kolodkalarga qo'yilgan kuchlar quyidagicha aniqlanadi:

$$P' = P'' = \frac{M_{\text{tormoz}} (k_0^2 \cdot a^2 - \mu^2 r_b^2)}{2r_b \mu \cdot h \cdot k_0 \cdot a}$$

Tormoz mexanizmining kolodka qoplamalaridagi solishtirma yuklanish:

$$\rho_{\text{kon}} = \frac{G_a}{\sum F_{\text{kon}}}$$

bu yerda: G_a – avtomobilning og'irligi;

$\sum F_{\text{kon}}$ – barcha kolodka qoplamalari yuzalarining yig'indisi.

Yengil avtomobillar uchun $r_{\text{qop}} = 10 \dots 20 \text{ N/sm}^2$

Yuk avtomobillari va avtobuslar uchun $r_{\text{qop}} = 20 \dots 40 \text{ N/sm}^2$

Tormoz mexanizmining solishtirma ishqalanish ishi

$$q_0 = \frac{M_a \cdot V_{a,\text{max}}^2}{2 \cdot \sum F_x} \leq [q_0]$$

bu yerda: M_a – avtomobilning to'la massasi, [kg]

$V_{a,\text{max}}$ – avtomobilning maksimal tezligi, [m/s]

$\sum F_x$ – barcha tormoz mexanizm friksion qoplamalari yuzalarining yig'indisi, [sm²]

$[q_0]$ – solishtirma ishqalanish kuchining ruxsat etilgan qiymati, (yengil avtomobillar uchun – $1 \dots 2 \text{ kDj/sm}^2$; yuk avtomobillari uchun – $0,6 \dots 0,8 \text{ kDj/sm}^2$)

Avtomobil bir marta tormozlanganda baraban (disk)ning qizishi:

$$T = \frac{M_g \cdot V_g^2}{2m_g \cdot C}$$

bu yerda: M_g – g'ildirakka tushayotgan massa, [kg]

m_g – barabanning massasi, [kg]

C – baraban materialining solishtirma issiqlik sig'imi, $c = 500$ Dj/kGk

V_a – avtomobil tezligi ($V_a = 30$ km/s)

Tormoz yuritmasini hisoblash.

Mexanik tormoz yuritmasining uzatishlar soni quyidagicha aniqlanadi:

$$U_{\eta u} = \frac{a}{b} \cdot \frac{d}{c}$$

To'xtatib turish tormoz tizimini boshqarish organi (richag) dagi kuchni aniqlaymiz (bu kuch 400 N dan oshmasligi kerak):

$$P_n = \frac{P' + P''}{U_{\eta u} \cdot \eta_{\eta u}};$$

bu yerda: $U_{\eta u}$ – tormoz yuritmasining uzatishlar soni;

$\eta_{\eta u}$ – tormoz yuritmasining foydali ish koeffitsiyenti.

Gidravlik tormoz yuritmasining uzatishlar soni quyidagicha aniqlanadi.

$$U_{\eta u} = \frac{a}{b} \cdot \frac{D^2}{d^2};$$

bu yerda: a – haydovchining kuchi qo'yilgan nuqtadan asosiy tormoz silindrining shtokigacha bo'lgan masofa;

b – siosiy tormoz silindri shtokidan tayanchgacha bo'lgan masofa;

D – asosiy tormoz silindrining diametri;

d – g'ildirak tormoz silindrining diametri.

Haydovchining tormoz pedaliga qo'yilgan kuchi quyidagicha aniqlanadi:

$$P_n = \frac{P' \cdot D^2}{d^2 \cdot U_p \cdot \eta_{\eta u}}; \text{ mm}$$

bu yerda: P' – faol kolodkaga qo'yilgan kuch, N;

U_p – tormoz pedalining uzatishlar soni;

$\eta_{\eta u}$ – gidravlik tormoz yuritmaning FIK, (0.95...0.98).

Tormoz pedalining yo'li quyidagicha aniqlanadi:

$$S_n = \frac{4(2V_{ol} + 2V_{orq})}{D^2 \cdot \pi} \cdot U_p \cdot K_q + S_0 \cdot U_p;$$

bu yerda: V_{ol} va V_{orq} – tormozlanish vaqtida oldingi va orqa g'ildirak silindrlariga kiradigan suyuqlik hajmi

$$V_{old} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \delta_{old} \quad V_{orq} = \frac{\pi \cdot d_{orq}^2}{4} \cdot \delta_{orq}$$

K_q – tormoz suyuqligining hajmini oshishini hisobga oladigan koeffitsiyent (rezinali shlanglar uchun) $K_q = 1.05 \dots 1.1$;

s_o – tormoz pedalining erkin yo'li;

d_{old} – oldingi g'ildirak silindrining diametri;

d_{orq} – orqa g'ildirak silindrining diametri;

δ_{old} – oldingi g'ildirak silindri porshenining siljishi;

δ_{orq} – orqa g'ildirak silindri porshenining siljishi;

Tormoz pedalining to'la yo'lini aniqlayotganda tormoz pedalining zaxira yo'lini ham hisobga olishi kerak (tormoz kolodkalarining qoplamalarini eyilishini hisobga oluvchi), aks holda tormoz pedali polga yoki boshqa to'siqqa qadalib qolishi mumkin.

Pnevmatik tormoz yuritmasida keruvchi mushtdagi moment quyidagicha aniqlanadi:

$$M_M = P \cdot r + P'' \cdot r = (P + P'') \cdot r;$$

bu yerda: P va P'' – tormoz mexanizmining kolodkalaridagi yuritma tarafdin ta'sir etuvchi kuchlar (tormoz mexanizmini hisoblaganda topiladi);

r – keruvchi musht radiusi ($r = const$);

Tormoz kamerasi (silindri) shtokidagi kuch quyidagicha aniqlanadi:

$$P_w = \frac{M_M}{l};$$

bu yerda: l – keruvchi musht richagining uzunligi, sm;

Tormoz kamerasidagi (silindridagi) bosim quyidagicha aniqlanadi:

$$p_k = \frac{P_w}{F_1}$$

bu yerda: F_1 – tormoz kamerasidagi diafragmaning (silindrdagi porshenning) yuzasi;

Tormoz kranining porshenga ta'sir etuvchi kuch quyidagicha aniqlanadi:

$$P_n = p_k \cdot F_2 + P_{np}$$

bu yerda: F_2 – tormoz kranidagi porshen yuzasi;

P_{np} – tormoz kranidagi prujina kuchi.

Tormoz pedalidagi haydovchining kuchi quyidagicha aniqlanadi:

$$P_H = \frac{P_s \cdot b}{a};$$

bu yerda: a, b – tormoz pedalining o'lchamlari;

Agar R_r me'yordan ($R_r = 700$ N) oshib ketsa, u holda pnevmatik tormoz yuritmaning geometrik o'lchamlari o'zgartiriladi.

Pnevmatik tormoz yuritmasining uzatishlar soni quyidagicha aniqlanadi:

$$U_{tr} = \frac{P' + P''}{P_s}$$

Nazorat savollari:

1. Tormoz boshqarmasining tasnifi va qo'llanilishi.
2. Tormoz boshqarmasiga qo'yiladigan talablar.
3. Tormoz mexanizmining konstruksiyalari va ularni baholovchi mezonlar.
4. Qo'zg'almas skobali diskli tormoz mexanizmining sxemasi va tahlili.
5. Suzuvchi skobali diskli tormoz mexanizmining o'ziga xos xususiyatlari.
6. Barabanli tormoz mexanizmining 1-sxemasi va tahlili.
7. Barabanli tormoz mexanizmining 2-sxemasi va tahlili.
8. Barabanli tormoz mexanizmining 3-sxemasi va tahlili.
9. Barabanli tormoz mexanizmining 4-sxemasi va tahlili.
10. Avtomobil foydalana oladigan tormoz momentini aniqlash.
11. Tormoz mexanizmi hosil qilishi kerak bo'lgan tormoz momentini aniqlash.
12. Diskli tormoz mexanizmi kolodkalariga ta'sir etuvchi yuritma kuchini aniqlash.
13. Barabanli tormoz mexanizmi kolodkalariga ta'sir etuvchi yuritma kuchini aniqlash.
14. Tormoz mexanizmining solishtirma ishqalanish ishini aniqlash.

15. Avtomobil bir marta tormozlanganda barabanning qizishini aniqlash.

16. Mexanik tormoz yuritmasining sxemasi va tahlili.

17. Gidravlik tormoz yuritmasining sxemasi va tahlili.

18. Tormoz yuritmasini ikkita mustaqil konturga ajratish usullari.

19. Tormoz kuchaytirgichining tasnifi va unga talablar.

20. Pnevmatik tormoz yuritmasining sxemasi va tahlili.

8-BOB. OSMALAR

Tayanch iboralar: Osmo, ressona, priyina, amortizator, o'zgarmas bikrlri, o'zgaruvchan bikrlri, progressiv bikrlri, mustaqil osma, nomustaqil osma.

8.1-§. Osmalarning vazifasi

Osmo avtomobil yurish qismining bir qismi bo'lib, kuzovni yo'l bilan bog'laydi.

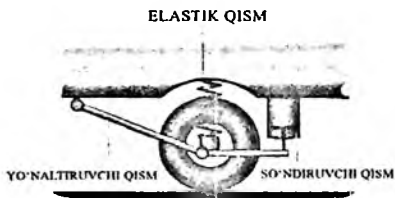
Avtomobil yo'li notekisliklardan iborat bo'lib, ularning turtkilari kuzovga uzatilishi natijasida yuk yoki yo'lovchiga salbiy ta'sir qiladi. Bu ta'sirni kamaytirish uchun kuzov va g'ildirak o'rtasiga elastik qism kiritilishi kerak.

Yetakchi g'ildiraklardan yetaklanuvchilarga itaruvchi kuchni uzatish va tormozlanuvchi g'ildiraklardagi tormoz kuchi yordamida avtomobilning kinetik energiyasini so'ndirish uchun g'ildirakni kuzov bilan bog'laydigan kuchlarni qabul etuvchi yo'naltiruvchi richaglar zarur. Yo'l notekisliklaridan ta'sir etayotgan turtkilardan hosil bo'layotgan tebranishlarni so'ndirish ham kerak.

Osmalar tortuvchi va tormozlovchi kuchlarni, yo'l notekisliklaridan hosil bo'layotgan turtkilarni qabul qilib, me'yoriy darajagacha kamaytirish hamda tebranish amplitudasi va davomiyligini kamaytirish vazifasini bajaradi.

Osmalar uchta bo'lakdan iborat: *yo'naltiruvchi qism, elastik qism, so'ndiruvchi qism* (8.1-rasm).

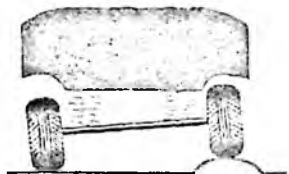
Transport vositasi harakat qilishi uchun yetakchi g'ildirakka transmissiya orqali keltirilgan burovchi moment M , dan hosil bo'lgan P , kuchini ramaga (kuzov) uzatib, ilgarilashga majbur etishi kerak. Bu vazifani yo'naltiruvchi qism bajaradi. Bundan tashqari, yo'naltiruvchi qism avtomobil tormozlanishi jarayonida hosil bo'lgan va ko'prikn g'ildirak aylanish yo'nalishiga teskari buruvchi momentni, hamda yondan ta'sir etuvchi kuchni (markazdan qochirma, yondan ta'sir etgan turtki, qiya tekislikda harakatlanganida og'irlik kuchining bitta tashkil etuvchisi) qabul qiladi.



8.1-rasm. Osmaning prinsipial sxemasi.

Osmaning ish jarayonida yetakchi g'ildirakka transmissiyadan keltirilgan burovchi momentning itaruvchi P_i kuchi yo'naltiruvchi qism orqali kuzov (rama)ni oldinga suradi, elastik qism yo'l notekisliklaridan uzatilayotgan turtkilarni yumshatadi va so'ndiruvchi qism elastik qism hisobiga vertikal yo'nalishda harakatlanayotgan kuzov (rama) tebranishini so'ndiradi.

Osmaning yo'naltiruvchi qismi nafaqat ko'ndalang, bo'ylama, yondan ta'sir etayotgan kuchlarni uzatadi, balki g'ildirakning kuzov (rama)ga nisbatan harakatini ham belgilaydi. Yo'naltiruvchi qismining turiga qarab osmalar mustaqil va nomustaqil turlariga bo'linadi (8.2-rasm).



a) nomustaqil osma



b) mustaqil osma

8.2-rasm. Avtomobil osmalari.

Mustaqil osmalarda chap yoki o'ng g'ildiraklar bir-biri bilan bog'lanmagan bo'lib, chap (yoki o'ng) g'ildirakka yo'l notekisligidan ta'sir etgan turtki o'ng (yoki chap) g'ildirakka uzatilmaydi. Bunga zamonaviy avtomobillar MATIZ, SPARK, TIKO, NEXIA larning old osmalari misol bo'la oladi.

Nomustaqil osmalarda esa chap va o'ng g'ildiraklar bir-biri bilan bog'langan bo'lib, chap (yoki o'ng) g'ildirakka yo'l notekisligidan ta'sir etgan turtkilar o'ng (yoki chap) g'ildirakka uzatiladi. Yengil avtomobillardan MATIZ, SPARK, TIKO, NEXIA avtomobillarining orqa osmalari, yuk avtomobili va avtobuslarning oldingi va orqa osmalari misol bo'la oladi.

G'ildiraklarning yo'lga nisbatan harakatlanishi uning kinematikasini belgilaydi. Osma kinematikasi uni kuzov (rama)ni avtomobilning bo'ylama o'qiga nisbatan tebranishini ta'minlaydi va transport vositasining yurish ravonligi, boshqaruvchanligi, turg'unligi kabi ekspluatatsion xususiyatlariga faol ta'sir etadi.

Osmalarning elastik qismi yo'l notekisliklaridan uzatilayotgan turtkilarni kamaytirib avtomobilning yurish ravonligini yaxshilaydi. Elastik qismning prujina, ressoni, torsion, pnevmobalon va h.k. turlari mavjud.

Prujinalar yumaloq ko'ndalang kesimli po'lat simdan silindirik va bochkasimon qilib yasalishi mumkin. U faqat tik yo'nalishdagi kuchlarni qabul qilishga mo'ljallangan, shuning uchun ham u yo'naltiruvchi qism bilan mahkamlanadi.

Torsionlar ham elastik qismning turi bo'lib, u metall sterjendan iborat. Sterjen bir butun yoki birlashtirilgan bir xil ko'ndalang kesimli, burilishiga ishlovchi plastinalardan iborat. Torsionning bir uchi kuzovga, ikkinchisi osma richaglariga mahkamlanadi. Natijada, g'ildirak va kuzovning elastik bog'lanishi torsionning buralishidan hosil bo'ladi.

Ressoralar osmaning elastik qismi sifatida eng ko'p tarqalgan. U har xil uzunlikka va egrilikka ega listlarning bo'lishi, ressona yig'ilganda listlarning bir-biriga jips yaqinlashishiga va asosiy listning kamroq yuklanishiga olib keladi, hamda listlarni ham ushlab turadi. Zanglamasligi uchun va listlar orasidagi ishqalanishni kamaytirish maqsadida grafit so'riladi. Yengil avtomobillarda esa listlar o'rtasida nometall qistirmalar qo'yiladi. Ressona asosiy listning uchlari ramaga sharnirli mahkamlanadi, natijada harakat davrida uning uzunligi o'zgarish imkoniyatiga ega. Og'ir yuk ko'taradigan avtomobillarda ressonaga qo'shimcha ressona osti ressonasi ham mahkamlanadi. Uning o'rnatilish sababi, ressona

bikrligini yuk o'zgarishiga mos o'zgartirish, natijasida avtomobilning yurish ravonligini yaxshilashdir. Ressora mustaqil emas, osmalarda ishlatiladi va bir vaqtda elastik ham yo'naltiruvchi qismlar vazifasini bajargani, uning afzalligi hisoblanadi.

Hozirgi zamon yuk avtomobillari va avtobus osmalarida siqilgan havo hisobiga elastik bo'lgan balonlar ishlatiladi. Bu turdagi elastik qismda havo bosimini o'zgartirish hisobiga uning bikrligini orttirish-kamaytirish imkoniyati borligi uning afzalligidir. Balonlar ikki yoki uch seksiyali bo'lib, uning har bir bo'linmasi bo'luvchi halqa bilan ajratilgan. Balon bo'linmalari ikki qavatli rezina korddan iboratdir. Bundan tashqari, balonni mahkamlash uchun siquvchi halqa bor. Balonlardagi bosim 0,3- 0,5 MPa bo'lib, 2-3 tonna yuk ko'tarishi mumkin. Balonlarning kamchiligi, faqat tik yo'nalishdagi yukni qabul qila olgani uchun chidamliligi kamdir.

Rezina elastik qismlar ham mavjud bo'lib, ular osmalarda qo'shimcha elastik qism sifatida g'ildiraklarning yuqori va pastga harakatini chegaralovchi bufer sifatida qo'llaniladi.

Osmalarning elastikligi avtomobil kuzovining ko'ndalang tekisligida og'ishiga olib keladi. Natijada kuzov ko'ndalang tekislikda tebranadi, bu esa yo'lovchiga noqulaylikni sodir etadi.

Stabilizator avtomobilning ko'ndalang tekislikdagi turg'unligini yaxshilaydi.

Stabilizatorlar yengil avtomobillarning mustaqil old osmalariga o'rnatiladi, lekin zaruriyat bo'lsa, orqa osmalarda ham qo'llaniladi. Stabilizator P-simon shaklda bo'lib, yumaloq elastik po'lat sterjendan yasaladi. Sterjenning o'rtasida rezina tayanch yordamida kuzovga mahkamlanadi. Sterjen uchlari ikkita ustun bilan rezina yostiqchalar yordamida osma richaglariga sharnirli mahkamlanadi.

8.2-§. Osmalarning tasnifi va qo'llanilishi

Avtomobil notekis yo'llardan harakatlanganda yo'ldan uzatilayotgan zarbalar haydovchi va yo'lovchilarga, yuklarga, shuningdek avtomobilning o'ziga shikast yetkazishi mumkin. Shuning uchun bu zarbalarni kamaytirish zarurati paydo bo'ladi. Bu vazifani

osma bajaradi. Osmo avtomobil kuzovini (ramasini) ko'priklar (g'ildiraklar) bilan elastik bog'lash uchun xizmat qiladi.

Osmalarning tasnifi va qo'llanilishi.

1) Tavsifiga ko'ra:

- o'zgarmas birkli;
- o'zgaruvchan birkli;
- progressiv birkli.

2) Yo'naltiruvchi element turiga ko'ra:

- nomustaqil (avtonom, balansir);
- mustaqil.

3) Elastik element turiga ko'ra:

- metallidan (ressorali, prujinali, torsionli, aralash);
- nometall (pnevmatik, gidravlik, rezinali, aralash).

4) So'ndiruvchi element turiga ko'ra:

- richagli amortizatorli (mexanik, gidravlik);
- teleskopik amortizatorli (bir trubali, ikki trubali).

5) G'ildiraklardan kuch va momentlarni uzatishi bo'yicha:

- resorali;
- shtangali;
- richagli (bir richagli, ikki richagli).

6) Shkvorenni borligiga ko'ra:

- shkvorenli;
- shkvorensiz.

Osmalarga qo'yiladigan talablar va ularning qondirilishi.

1. Avtomobilning ravon harakatlanishini ta'minlashi kerak;

2. Notekis yo'llarda cheklovlariga urilmasdan harakatlana olishi kerak;

3. Avtomobilning ko'ndalang og'ishini cheklashi kerak;

4. Boshqariluvchi g'ildiraklarning siljishini kinematik muvofiqlashtirishi, ya'ni ularning shkvoren atrofida tebranmasligini ta'minlashi kerak;

5. Kuzov va g'ildiraklarning tebranishini so'ndirishi kerak;

6. Koleyaga g'ildirakning og'ish burchagi va shkvorenning og'ish burchagi o'zgarmasligi kerak;

7. G'ildirakdan kuzovga bo'ylama va ko'ndalang kuchlarni ishonchli uzatishi kerak;

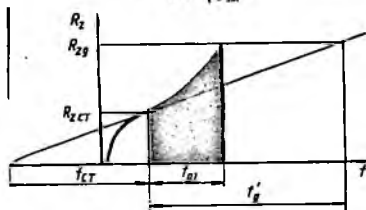
8. Umumiy talablar.

Osmaning elastiklik xarakteristikasi.

Avtomobilning ravon yurishini ta'minlash uchun g'ildirakka ta'sir etuvchi vertikal yuklanish R_z osmaning ezilishiga qarab ma'lum qonuniyatda o'zgarishi kerak. Bunday bog'lanish osmaning elastiklik tavsifi deyiladi.

Vertikal yuklanish statik yuklanishga yaqin diapazonda R_{zm} o'zgarsa osmaning tavsifi optimal tebranishlar chastotasini ta'minlab berishi kerak, ya'ni, tebranishlar chastotasi yengil avtomobillarda 0,8...1,2 Gts, yuk avtomobillarida 1,2...1,9 Gts atrofida bo'lishi kerak. Bu tebranishlar chastotasi yo'lovchi piyoda xarakatlangandagi tebranishlarga to'g'ri keladi va yo'lovchi uchun qulay hisoblanadi. Ressorlangan massaning xususiy tebranishlar chastotasi osmaning statik ezilishiga f_{sm} bog'liq:

$$\Omega = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{g}{f_{sm}}}$$



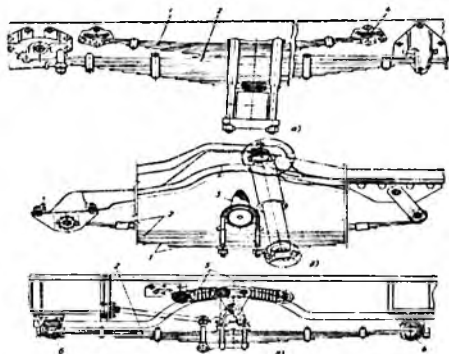
8.3-rasm. Osmaning elastiklik tavsifi.

Avtomobil notekis yo'llardan xarakatlanganda tebranishlar amplitudasi oshib ressorlangan massa cheklagichlarga urilmasligi uchun osmaning bikrligi oshib borishi kerak, ya'ni $R_{zd} = (2.5 \dots 3) \cdot R_{zm}$. Dinamik yuklanishni statik yuklanishga nisbati dinamiklik koeffitsiyenti deyiladi:

$$K_d = \frac{R_{zd}}{R_{zst}}$$

Osmaning elastiklik tavsifidagi egri chiziq ostidagi yuza osmaning dinamik energohajmini bildiradi, bu esa elastik qismning to'la ezilishini ta'minlaydigan ishga ekvivalent hisoblanadi.

Osmaning dinamik energohajmini oshirish uchun elastik tavsif progressiv (o'suvchi) bo'lishi kerak, ya'ni osmaning ozgina ezilishida ham dinamik yuklanish R_d katta bo'lishi mumkin. Huddi shunday dinamiklik koeffitsiyentini to'g'ri chiziqli tavsifda ham olish mumkin, lekin u holda dinamik ezilish f_d katta bo'lib ketadi, buni esa konstruksiyada ta'minlash juda qiyin.

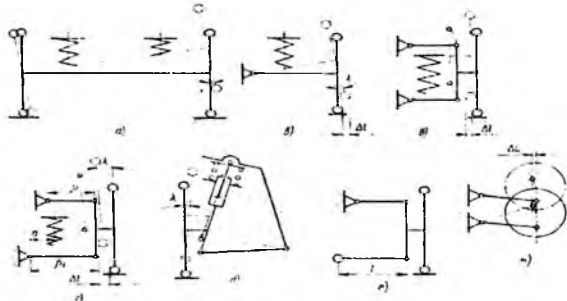


8.4-rasm. Qo'shimcha elastik qismlı ressorali osma konstruksiyalari: a- yuk avtomobilining ressorali orqa ko'prik osmasi; b-yuk avtomobilining ressorali oldingi ko'prik osmasi; v- avtobusning ressorali korrektirlovchi prujinali osmasi.

Avtomobilning foydali yuklanishi minimumdan maksimumgacha o'zgarsa, statik ezilishni f_n hosil qiladigan ressoralangan massaning o'zgarishi yengil avtomobillarning oldingi o'qida 10-30%, orqa o'qida 45-60%, yuk avtomobillarida 250-400% va avtobuslarda 200-250%ni tashkil etadi. Shu o'zgarishlarda ham ressoralangan massaning xususiy tebranishlar chastotasi optimal bo'lishi uchun yuklanish o'zgarsa ham osmaning statik ezilishi (f_n) o'zgarmas bo'lishi kerak, ya'ni yuklanish o'zgarsa osmaning bikrligi ham o'zgarishi kerak. Buni yuk avtomobillarida orqa osmaning ressorasi ustida qo'shimcha ressoraga o'rnatilishi (5.2-rasm), pnevmoballonlarda havo bosimini oshishi va h.k. konstruktiv yo'llar bilan amalga oshirish mumkin.

8.3-§. Osmalarning kinematik sxemalari

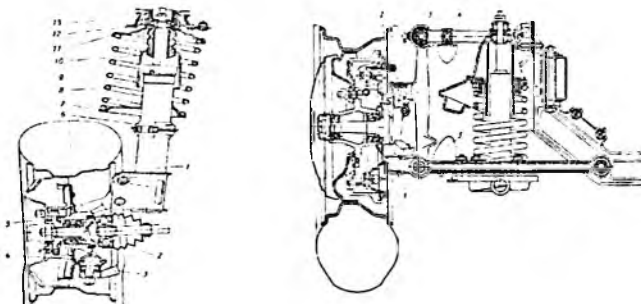
Osmalar kinematikasiga qarab mustaqil va nomustaqil bo'ladir. Mustaqil va nomustaqil osmalar o'z navbatida g'ildirak avtomobilning bo'ylama o'qiga parallel, tik va burchak ostida tebranuvchi turlariga bo'linadi. Osmaning bu kinematik sxemalari konstruktiv jihatdan bo'ylama joylashgan ressuralar, shtangalar, avtomobilning bo'ylama o'qiga tik, parallel, burchak ostida joylashgan richaglardan iborat bo'lishi mumkin.



8.5-rasm. Osmaning kinematik sxemalari.

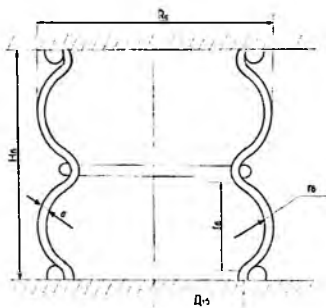
a – nomustaqil; b – bir richagli mustaqil; v – ikki richagli mustaqil (bir xil uzunlikda); g – ikki richagli mustaqil (har xil uzunlikda); d – mustaqil richag-teleskopli; e – ikki richagli mustaqil torsionli; j – mustaqil bo'ylama tebranuvchi.

Avtomobilning bo'ylama o'qiga parallel joylashgan kinematik sxemali old va orqa osmalar 8.4-rasmda ko'rsatilgan. Ular bitta (a,b) yoki ikkita (v) richagli bo'lishi mumkin. Bu turdagi osmalarda elastik qism bo'lib prujina, torsion ishlatilishi mumkin. Avtomobilning harakati davrida shkvorenning og'ish burchagi o'zgarishi sababli, avtomobilning statik holati uchun $18-22^{\circ}$ gacha qiymatga ega. Bu kinematik sxemali osmalarning xususiyati shudaki, avtomobilning notekis yo'ldagi harakati davrida koleya va g'ildiraklardan ko'ndalang tekislikdagi og'ish burchagi (razval) nazariy jihatdan o'zgarmaydi.



8.8-rasm. Prujinali osma konstruksiyalari
a) Makferson turidagi osma; b) ikki richagli osma.

Pnevmobalon. Hozirgi zamonda yuk avtomobillari, ayniqsa avtobus osmalarida pnevmatik elastik qism ko'plab ishlatilayapti. Pnevmatik elastik qismning asosiy afzalligi tavsifining o'suvchanligi va yuklanish miqdori o'zgarganda kuzov tagi sathining avtomatik ravishda bir xil saqlay olish qobiliyatidir. Pnevmoballon bir, ikki va uch bo'lakli hamda diafragmali bo'lishi mumkin (8.6-rasm).



8.9-rasm. Pnevmoballonning konstruktiv o'lchamlari.

Pnevmoballon tanlab qabul qilinadi. Ko'proq yuklangan o'qning yuklanishini aniqlab va konstruktiv jihatdan zarur

pnevmobalon sonini tayinlab uning yuk ko'tara olish qobiliyatini aniqlash mumkin.

$$Q_k = \frac{G_2}{n}$$

$$\text{Ma'lumki } Q_k = \pi \cdot R_c^2 \cdot P_u; \text{ bunda: } R_c = \sqrt{\frac{Q_k}{\pi \cdot P_u}}$$

bu yerda: P_u – balondagi ichki bosim; R_c – balonning samarador radiusi.

Pnevmobalon profilining radiusi quyidagicha aniqlanadi:

$$r_b = k_b \cdot (f_b^2 \cdot \delta)$$

bu yerda: k_b – pnevmobalon formasining o'zgarish koeffitsiyenti $k_b = 0.5 \dots 0.6$;

f_b – balon deformatsiyasining yarmi;

δ – balon devorining qalinligi, $\delta = 5 \text{ mm}$;

Q_k va R_c larni aniqlangandan so'ng pnevmoballon turi qabul qilinadi.

Pnevmobalonning tik yo'nalishdagi bikrligi quyidagicha aniqlanadi:

$$C_p = (n \cdot (P_u - P_a) \cdot v_2) \cdot F_{bs}$$

bu yerda: n – politropa ko'rsatkichi, $n = 1.3$;

P_a – atmosfera bosimi;

v_2 – rezervuar va balondagi gaz hajmi;

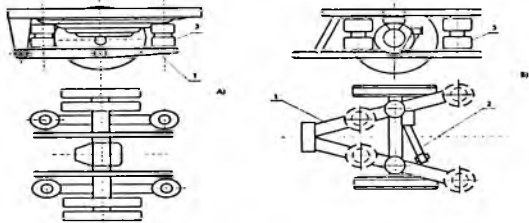
F_{bs} – balonning samarador hajmi, $F_{bs} = \pi \cdot R_c^2$

8.4-§. Osmaning yo'naltiruvchi elementi

Osmalar kinematikasida ularning yo'naltiruvchi elementlari katta ahamiyatga ega. Yuk avtomobillarida elastik qism sifatida ressoraning ishlatilishi uning oldingi (ketingi) o'qini rama bilan birlashtirish vazifasini ham bajaradi. Demak, bir vaqtning o'zida ressora yo'naltiruvchi va elastik qism vazifalarini bajaradi.

Agar elastik qism sifatida pnevmobalon ishlatilsa (8.8a-rasm), qo'shimcha shtangalarni 1 qo'llashga to'g'ri keladi. Shtangalar 1 bir tomondan pnevmoballon 3 ni ushlab tursa. ikkinchi tomondan bo'ylama va ko'ndalang yo'nalishdagi kuchlarni qabul qiladi. Shu

jihatdan yo'naltiruvchi element (8.8b-rasm) V – simon qilinsa ham bo'ladi, chunki, bu sxemada bir vaqtning o'zida ikkita yo'nalishdagi (ko'ndalang, bo'ylama) kuchlar qabul qilinadi. Ko'pchilik osmalarda ko'ndalang yo'nalishdagi kuchlarni qabul qilish uchun ko'ndalang richag 2 ham ishlatilishi mumkin.



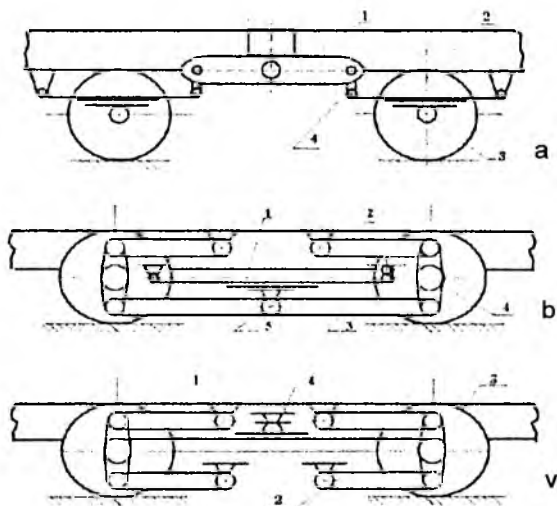
8.10-rasm. Nomusta qil pnevmobalonli osmalardagi yo'naltiruvchi elementlarning sxemalari.

Og'ir yuk ko'taruvchi, yuqori o'tag'onlikka ega avtomobillarda bu muammoning yechimi boshqacharoqdir (8.11-rasm). Bu turdagi osmalarni balansirli osmalar deyiladi. 8.11a-rasmda osmaning har bir o'qi 3 o'zining elastik qismi 2 ga ega bo'lib, zirakchalar 4 orqali balansir 1 bilan biriktirilgan. Balansir 1 ko'p o'qli ketingi osmalarda g'ildiraklardan uzatilayotgan kuch va momentlarni ramaga uzatadi, hamda o'qlarga tushayotgan yuklarni qayta taqsimlaydi. Bu sxemada ressuralar 2 yo'naltiruvchi va elastik qism vazifasini bajaradi. 8.11b-rasmda esa ressuraga 1 ramaga barmoq va zirakcha yordamida biriktirilib balansir o'qi 5 ni ham ushlab turadi. Tortqilar 2, 3 esa ko'priklarni 4 rama bilan bog'laydi. Uchinchi sxemada (8.9v-rasm) esa balansir o'qi 4 kronshteynlar orqali ramaga va ressuraga sharnirli mahkamlangan bo'lib, ressuraga o'z navbatida o'qlar ustida tayanch sifatida joylashgan.

8.5-§. Osmaning so'ndiruvchi elementi

Tebranishni so'ndirish kinetik energiyani issiqlik yoki elektrik turiga aylantirish bilan bog'liq jarayondir. Tebranish vaqtidagi

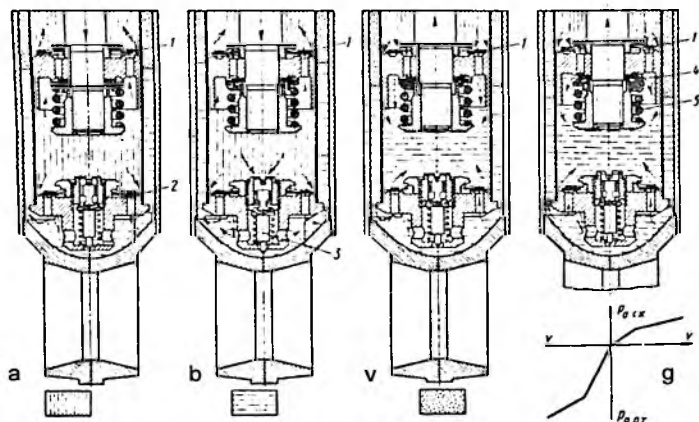
kinetik energiyani elektr energiyaga aylantirish usulini avtomobillarda ishlatish murakkabligi va tannarxining balandligi tufayli qo'llanilmaydi. Kinetik energiyani issiqlik energiyaga aylantirib atmosferaga tarqatish, quruq ishqalanish -friksion diskli amortizatorlarda, suyuqlik ishqalanish - gidravlik amortizatorlarda, molekullararo ishqalanish -pnevmatik va rezinali amortizatorlar turlari sifatida mavjuddir. Bugungi kun texnika va texnologiyasining rivoji avtomobil osmalarida gidravlik amortizatorlarning eng qulay va ixcham ekanligini isbotlaydi.



8.11-rasm. Balansirli osma sxemalari.

Amortizatorlar osmalarda hosil bo'lgan tebranishlarni so'ndiruvchi bo'lib, konstruksiyasi bo'yicha richagli va teleskopik, ish jarayonini hisobga olganda esa, bir yoki ikki tomonlama ishlaydiganlariga bo'linadi. Bundan tashqari, ishlash prinsipi bo'yicha amortizator friksion - quruq ishqalanishli, gidravlik -qovushqoq

ishqalanishli, elektrodinamik -elektromagnit qarshilik kuchlari turlariga ham bo'linishi mumkin.



8.12-rasm. Amortizatorning ish jarayoni va tavsifi.
a-ravon siqish; b-keskin siqish; v-ravon qaytish; g-keskin qaytish.

Amortizatorga quyidagi talablar qo'yiladi:

- tebranish tezligining ortishi bilan uning so'ndirish qobiliyati ortishi zarur;
- avtomobil kichik notekisliklardan o'tganda so'ndirish qobiliyati kichik bo'lishi kerak;
- amortizordan kuzovga uzatilayotgan yuklanishlar minimal bo'lishi kerak;
- har xil sharoit va haroratda ishlaganda ish jarayoni barqaror bo'lishi lozim.

Gidravlik amortizatorlarning ish jarayoni shundayki, tebranishning kinetik energiyasini, qovushqoqlik ishqalanishi hisobiga issiqlikka aylantirib, atmosferaga tarqatiladi. Bu vaqtda amortizator ichidagi harorat 100°C dan ortishi mumkin. Hidravlik amortizator tuzilishi porshenli nasos kabi bo'lib, farqi suyuqlikni yopiq

konturda bir kameradan ikkinchisiga haydash jarayonidan iboratdir. Shu jihatdan ular gidravlik mashinaning huddi o'zginasidir. Ish jarayonida teleskopik amortizatorlarda 2-5 MPa, richaglisida esa 15-30 MPa bosim hosil bo'lishi mumkin. Ikki trubali teleskopik amortizatorning ish jarayoni va tavsifi 8.10-rasmda ko'rsatilgan.

Ravon siqishda suyuqlik bosim $p_{c\kappa}$ ostida o'tkazish klapani 1 orqali pastki hajmdan yuqori hajmga o'tadi. Suyuqlikning bir qismi kompensatsion kameraga o'tib, u yerdagi havoni siqadi.

Siqishdagi qarshilik kuchi:

$$P_{a.c\kappa} \approx p_{c\kappa} \cdot F_{um};$$

bu yerda: F_{um} – shtok yuzasi.

Keskin siqishda suyuqlikning bosimi ortadi va qaytaruvchi klapan 3 ochilib, qarshilik kuchining oshishi sekinlashadi.

Ravon qaytishda porshen yuqoriga harakatlanadi, o'tkazish klapani 1 yopiladi, suyuqlik kalibrli teshik 4 orqali o'tadi va porshen tepasidagi suyuqlik bosimi ortadi. Shtokning bir qismi ishchi silindrdan chiqadi, porshen ostiga suyuqlik kompensatsion kameradan o'tadi. Qaytishdagi qarshilik kuchi:

$$P_{a.om} = p_{om} \cdot (F_n - F_{um})$$

bu yerda: p_{om} – porshen ustidagi bosim;

F_n – porshen yuzasi.

Keskin qaytishda suyuqlik bosimi qaytaruvchi klapan prujinasi 5 ning kuchini yengadi va disk 4 suyuqlikning yo'lini ochadi.

Tebranishlar so'nishini baholash uchun nisbiy so'nish koeffitsiyenti ishlatiladi:

$$\psi = \frac{K_{nos}}{\sqrt{c_{nos}} \cdot m'} \quad \psi = 0,15 \dots 0,25$$

bu yerda: K_{nos} – osmaning qarshilik koeffitsiyenti;

c_{nos} – osmaning bikrligi;

m' – g'ildirakka to'g'ri keluvchi resorlangan massa.

Amortizatorning qarshilik kuchi uning turiga va o'rnatilishiga bog'liq. Amortizator vertikal o'rnatilsa qarshilik kuchi quyidagicha aniqlanadi:

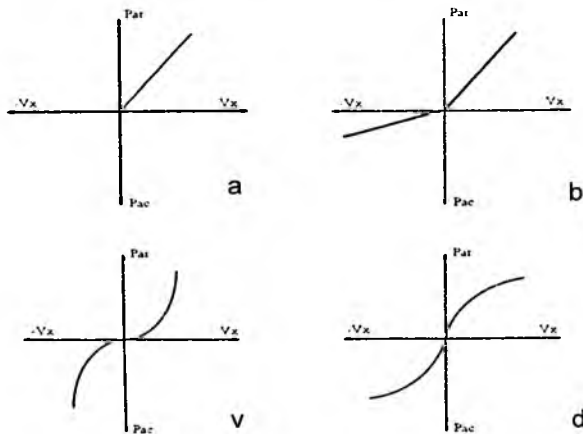
$$P_a = \frac{K_{nos} \cdot p_1^2 \cdot v_a}{a^2}$$

Amortizator burchak ostida o'rnatilsa qarshilik kuchi quyidagicha aniqlanadi:

$$P_a = \frac{K_{\text{mod}} \cdot v_a}{\cos \beta}$$

bu yerda: v_a – amortizator porshenining tezligi. ($v_a = 20...30$ m/s)

Suyuqlik bosimi teleskopik amortizatorlarda 2,5...5,0 MPa. richagli amortizatorlarda 15...30 Mpa bo'ladi.



8.13-rasm. Gidravlik amortizatorlar tavsiflari.

Tanlangan bosimning qiymatiga qarab gidravlik amortizatorning drossellovchi qismining o'lchamlari tanlanadi. Drossellovchi qism-amortizatorda suyuqlik saqlanadigan hajmlarni bir-biriga bog'lovchi kanallar majmuasidir. U kanallarning konstruksiyasi shunday hisoblanishi va yasalishi zarurki, amortizatorda ma'qul tavsifni ta'minlashi va uning tebranishini so'ndirishini amalga oshirishi kerakdir. Amortizator tavsifi deb, qarshilik kuchi P_a ning amortizator porshenining silindrga nisbatan siljish tezligiga aytiladi, Amortizator tavsiflari turli ko'rinishda bo'lishi mumkin (8.10-rasm).

Tavsiflarning barchasi quyidagi empirik qonuniyatga bo'ysinadi:

$$P_a = k_m \cdot v_r^m$$

bu yerda: P_a – amortizatorning qarshilik kuchi;

k_m – tavsif boshlang'ich qismining koeffitsiyenti;

v_r – amortizator porshenining silindrga nisbatan siljish tezligi;

m – daraja ko'rsatkichi; $1 \leq m \leq 3$;

m daraja ko'rsatkichi amortizator qarshiligining o'sish tezkorligini belgilab beradi. Demak, u osma tebranishining ortishi bilan uning so'ndirish qobiliyatining ortish talabini qondirilishini ta'minlaydi. $m=1$ bo'lsa, tavsif chiziqli 8.10a, 8.10b-rasm, $m>1$ – o'suvchi 8.10v-rasm, $m<1$ – kamayuvchi bo'ladi.

Bugungi avtomobillarda tavsifi o'suvchi va nosimmetrik 8.10v-rasmdagi tavsifga ega ikki tomonlama ishlovchi gidravlik amortizatorlar ko'p tarqalgan. Bu amortizatorlarda tavsif ko'rinishi kalibrlangan kanal teshiklariga bog'liq ravishda o'zgaradi.

Amortizator har xil sharoitda va haroratda ishlaganda uning ish jarayonining stabil bo'lishi, tavsifining stabil bo'lishi bilan ta'minlanadi. Tavsifning stabilligi drossellovchi tizimi va ishlatiladigan suyuqligiga bog'liqdir, y'ani $P_a = f(v_r)$ funksiyasi amortizator ish kamerasidagi suyuqlik bosimining, drossel tizimidan majburiy siqib chiqarilayotgan suyuqlik sarfi orasidagi bog'lanishdir.

Amortizatorning ish jarayonida haroratining o'zgarishi stabil ishlashiga halal beradi. Sababi shuki, harorat ta'siri natijasida ish suyuqligining qovushqoqligi pasayadi, natijada u ishqalanuvchi qismlar orasidan va klapanlarning zich yopilmasligidan o'tib ketadi. Natijada amortizatorning ishonchliligi pasayadi. Amortizator orqali kuzovga uzatilishi mumkin bo'lgan kuchlarning kam bo'lishini ta'minlash uchun ikki tomonlama ishlovchi gidravlik amortizatorda yukni yengillashtiruvchi klapan tavsifi nosimmetrik qilinadi, ya'ni siqilishdagi qarshilik koeffitsiyenti, cho'zilishdagidan kichik bo'ladi. Natijada, g'ildirak do'nglikka urilib amortizator tezkor siqilsa, ramaga kuch ko'p o'tmaydi.

8.6-§. Osmalardagi yuklanishlar

Avtomobil osmalarini hisoblash ikki bosqichdan iborat:

1. avtomobilning yurish ravonligi ta'sir etuvchi umumiy jihatlarni hisoblash;

2. osmaning tarkibiy qismi bo'lgan yo'naltiruvchi qismi, elastik va so'ndiruvchi qismlarni hisoblash.

Nomusta qil osma. Yuklanish g'ildirakka ta'sir etayotgan reaksiya R_r ga va ressoalanmagan massa C_{*u} ga bog'liq:

$$P_p = R_r - 0.5 \cdot C_{*u}$$

Elastik elementning ezilishi g'ildirakning kuzovga nisbatan siljishiga teng $f_p = f_1$.

Mustaqil osma. Osmaning sxemasiga qarab, elastik elementga ta'sir etayotgan yuklanish o'zgaradi.

Bir richagli osmada elastik elementga ta'sir etayotgan yuklanish:

$$P_p = (R_r - G'_s) \frac{l}{a};$$

bu yerda: G'_s - g'ildirak va yo'naltiruvchi elementning og'irligi.

$f_p = f_1 \frac{l}{a}$ - elastik elementning ezilishi;

Ikki richagli osmada elastik elementga ta'sir etayotgan yuklanish:

$$P_p = (R_r - G'_s) \frac{l}{a};$$

Torsionli ikki richagli osmada elastik elementga ta'sir etayotgan yuklanish torsionning burovchi momenti orqali topiladi:

$$M = (R_r - G'_s) l;$$

Dumaloq torsionning buralish burchagi:

bu yerda: d - torsion diametri;

G - buralishdagi elastiklik moduli;

Plastinkali torsionning buralish burchagi:

$$\theta = \frac{3M \cdot l}{[n \cdot b \cdot h^3 \cdot G(1 + 0.6b/h)]};$$

bu yerda: n - plastinkalar soni.

8.7-§. Elastik elementlardagi yuklanishlar

Varaqli ressona. Varaqli ressonalarda asosiy aniqlanuvchi parametrlar bo'lib egilishdagi kuchlanish σ_u , ressonaning ezilishi f_p va bikrligi c_p hisoblanadi.

Simmetrik yarimelliptik ko'pvaraqli ressona uchun:

$$\sigma_u = \frac{1,5 P_p \cdot L}{n \cdot b \cdot h^2}; \quad f_p = \frac{\delta \cdot P_p \cdot L^3}{4 E \cdot n \cdot b \cdot h^3}; \quad c_p = \frac{P_p}{f_p} = \frac{E \cdot n \cdot b \cdot h^3}{4 \cdot \delta \cdot L^3};$$

bu yerda: L – ressonaning uzunligi;

n – varaqalar soni;

b – varaqning eni;

h – varaqning qalinligi;

δ – ezilish koeffitsiyenti ($\delta = 1,25 \dots 1,4$).

Nosimmetrik yarimelliptik ko'p varaqli ressona uchun:

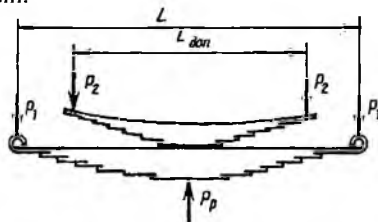
$$\sigma_u = \frac{6 \cdot P_p \cdot I_1 \cdot I_2}{L \cdot n \cdot b \cdot h^3}; \quad f_p = \frac{P_p \cdot I_1^3 \cdot I_2^3}{E \cdot n \cdot b \cdot h^3 \cdot L};$$

Qo'shaloq ressona uchun:

Qo'shimcha ressona ishga tushish vaqtida asosiy ressonaga ta'sir etayotgan kuch quyidagicha aniqlanadi:

$$P_{p0} = C_p \cdot f_0;$$

bu yerda: f_0 – qo'shimcha ressona ishga tushguncha asosiy ressonaning ezilishi.



8.14- rasm. Qo'shaloq ressonani hisoblash sxemasi

Ikkala ressonaga baravar ta'sir etayotgan kuch,

$$P_p = P_{p0} + (c_p + c_{os}) (f - f_0);$$

bu yerda: c_{os} – qo'shimcha ressonaning bikrligi;

f – qo'shaloq ressonaning to'liq ezilishi.

Qo'shaloq ressonaning egilishdagi kuchlanishi:

$$\sigma_p = \frac{P_1 \cdot L}{2 \cdot n_p \cdot W_p}; \quad \sigma_{don} = \frac{P_2 \cdot L_{don}}{2 \cdot n_{don} \cdot W_{don}};$$

bu yerda: W_p va W_{don} – asosiy va qo‘shimcha ressonaning qarshilik momentlari $\sigma_p = \sigma_{don}$ deb qabul qilinsa:

$$\frac{P_{don}}{P_p} = \frac{W_{don} \cdot n_{don} \cdot L_{don}}{W_p \cdot n_p \cdot L};$$

Ressora varaqlarining egilishdagi kuchlanishi:

$$\sigma_n = \frac{P_p \cdot L}{4(1 + P_{don})/(P_p \cdot n_p \cdot W_p)};$$

Ressoralar 55 GS, 50S2, 60S2 kabi po‘latlardan tayyorlanadi, ular uchun maksimal ezilishdagi ruxsat etilgan egilishdagi kuchlanish $\sigma_n = 800 \dots 1000 \text{ MPa}$

Prujina. Prujinaning kuchi va ezilishi o‘zaro bog‘liq:

$$P_{sp} = \frac{f_{sp} \cdot G \cdot d_n^4}{8 \cdot n_{sp} \cdot D_s^3};$$

bu yerda: f_{sp} – prujinaning ezilishi;

G – siljish moduli, po‘lat uchun $G = (8 \div 9) \cdot 10^4 \text{ MPa}$;

d_n – prujina simining diametri;

n_{sp} – ishchi chulg‘amlar soni [to‘liq chulg‘amlar soni $n_{ns} = n_{ps} + (1,2 \dots 2,0)$];

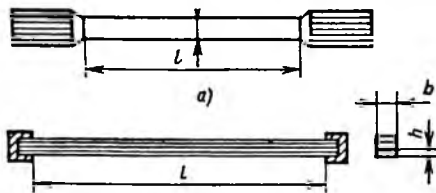
D_s – chulg‘amning o‘rtacha diametri.

Osmaning samaradorligi **prujinaning** bikrligiga bog‘liq:

$$C_{np} = \frac{P_{np}}{f_{np}} = \frac{G \cdot d_n^4}{8 \cdot n_{ps} \cdot D_s^3};$$

Prujinaning kuchlanishi: $\tau_{sp} = \frac{8 \cdot P_{sp} \cdot D_s}{\pi \cdot d^3}; \quad [\tau_{sp}] = 700 \dots 900 \text{ MPa}.$

Torsion.



8.15-rasm. Torsionni hisoblash sxemasi

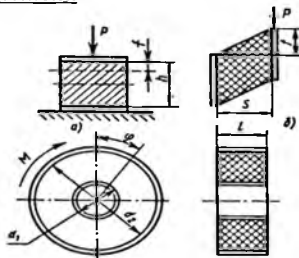
dumaloq qirqimli torsionning kuchlanishi: $\tau = \frac{16M}{\pi \cdot d^3}$;

plastinali torsionning kuchlanishi: $\tau = \frac{3M \cdot (1 + 0,6h/b)}{n \cdot h^2 \cdot b}$;

bu yerda: n – plastinalar soni.

Torsionlar ressa va prujinalar uchun ishlatiladigan 50 XFA, 45NXMA kabi po‘latlardan tayyorlanadi. Torsionlar uchun ruxsat etilgan buralishdagi kuchlanish: $[\tau] = 800 \dots 1000$ MPa.

Rezinali elastik element.



8.16-расм. Резинали эластик элементни
хисоблаш схемаси

Yuklanish usuliga qarab rezinali elastik elementlar quyidagi formulalar orqali hisoblanadi:

- ezilishga: $P_p = \frac{f \cdot E \cdot F}{h}$; $\sigma_{cw} = \frac{P_p}{F}$; bu yerda $\frac{f}{h} \leq 0,2$;

- tekislik bo‘yicha siljishga: $P_p = \frac{f \cdot F \cdot G}{S}$; $\sigma_{cw} = \frac{P_p}{F}$; bu yerda $\frac{f}{S} \leq 0,35$;

- aylana bo‘yicha siljishga: $M = \frac{\varphi \cdot \pi \cdot l \cdot G_{cw}}{(1/d_1^2 - 1/d_2^2)}$; $\tau = 2M \cdot \pi \cdot d_1 \cdot l$; bu yerda $\varphi \leq 40^\circ$.

bu yerda: G_{cw} – siljish moduli;

F – siljish yoki ezilish yuzasi.

Pnevmatik elastik element. Yuklanish ta’sirida

$P_p = p_s \cdot F_{\varphi} = \pi \cdot p_s \cdot R_{\varphi}^2$ pnevmatik elastik elementning yuzasi F_{φ} va radiusi R_{φ} o‘zgaradi. Yuklanish dinamik o‘zgarganda pnevmatik elastik elementning ichidagi havoning bosimi quyidagicha aniqlanadi:

$$P_s = (P_{sm} + 1) \left(\frac{V_s + V_{res}}{V_s + V'_{res}} \right)^k - 1$$

bu yerda: P_{sm} – statik holatdagi havoning bosimi;

V_s – pnevmatik elastik elementning dastlabki hajmi;

V_{res} – qo‘shimcha rezervuar hajmi;

V'_s – pnevmatik elastik elementning oraliq hajmi;

k – tenglama koefitsienti, $k \approx 1,3$.

Pnevmatik elastik elementning bikrligi:

$$C_p = \frac{dP_p}{df_p} = \frac{P_s \cdot dE_{\Phi}}{df_p} + \frac{E_{\Phi} \cdot dp_s}{df_p} = -k \cdot F_{\Phi} (P_{sm} + 1) \frac{V_s^{k-1} \cdot dV'_s}{V_s^{k-1} \cdot df_p} + \frac{(P_{sm} + 1) \cdot V_s^k}{V_s^k} \cdot \frac{dE_{\Phi}}{dF};$$

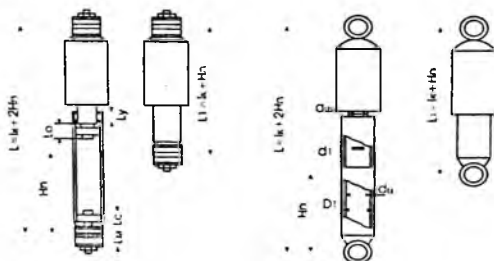
bu yerda $V_{sm} = V_s + V_{res}$, $V_s = V_i + V'_{res}$, $\frac{dV'_s}{df_p} = -F_{\Phi}$ ekanligini hisobga olsak:

$$C_p = k \cdot \left(\frac{P_s + 1}{V + V'_{res}} \right) F_{\Phi} + \frac{P_s \cdot dE_{\Phi}}{df_p};$$

8.8-§. So‘ndiruvchi elementni hisoblash

Avtomobil osmalarida bitta yoki ikkita trubali amortizatorlar ko‘p qo‘llanilishi tufayli, ularni tanlash va hisoblash usulini ko‘rib chiqamiz.

Siqilgan



Cho‘zilgan

8.17-rasm. Teleskopik amortizatorlarning konstruktiv o‘lchamlari.

Silindrning diametri GOST 11728-68 ga asosan tanlanadi. Eng katta qabul qiluvchi kuch jadvalda ruhsat etilganidan katta bo'lmashligi kerak. Amortizator porshenining yo'li H_n osmani tanlash davrida komponovka sharoitini hisobga olib osmaning statik f_{os} va dinamik f_d yo'llari bilan muvofiqlashtirib qabul etiladi, ya'ni

$$H_n \leq (3.5 \dots 10) \cdot d_u$$

Amortizator shtokining diametri $d_w = (0.4 \dots 0.6) \cdot d_{sh}$ q. 1 (0.4-0.6) $\cdot d_{ts}$ bo'lib, u siqilish davri dagi P_{max} bosim va kompensatsion kamera o'lchamlarini belgilaydi, bundan tashqari, tashqi diametri d_f hamda amortizator massasiga ta'sir etadi.

Amortizator trubasining tashqi diametri:

$$d_f = \sqrt{(2 \dots 4) d_w^2 + d_s^2}$$

Amortizator ishlayotganda ichidagi suyuqlik bosimi quyidagicha aniqlanadi:

$$p = (F_n - F_w) \cdot y \cdot 2 \cdot 10^3 \cdot g \cdot \mu_0^2 \cdot f_{cs}^2 \cdot Z_{osm}^2$$

Amortizatorning qarshilik kuchi:

$$P_s = (F_n - F_w) \cdot p = (F_n - F_w) \cdot y \cdot 2 \cdot 10^3 \cdot g \cdot \mu_0^2 \cdot f_{cs}^2 \cdot Z_{osm}^2$$

bu yerda: F_n , F_w - porshen va shtokning yuzalari;

Z_{osm} - avtomobil kuzovining tebranish tezligi; $Z_{osm} = 30-50$ smG²/sek;

g - erkin tushish tezlanishi;

μ_0 - suyuqlik sarfi koeffitsiyenti, $\mu_0 = 0.6 \div 0.75$;

f_{cs} - kalibrlangan teshik yuzasi, $f_{cs} = 0.016 \div 0.076$ sm²;

p - suyuqlik bosimi, richagli amortizator uchun $p = 25 \div 40$ MPa, teleskopik amortizator uchun $p = 5 \div 8$ MPa;

γ - suyuqlikning zichligi, $\gamma = 0.85 \div 0.89$ gG³/sm³.

Nazorat savollari:

1. Osmaning tasnifi va qo'llanilishi.
2. Osmaga qo'yiladigan talablar.
3. Osmaning elastiklik xarakteristikasi.
4. Osmaning kinematik sxemalari.
5. Osmaga elastik elementlarining turlari va ularning tahlili.

6. *Osma yo'naltiruvchi elementlarining turlari va ularning tahlili.*
7. *Osma so'ndiruvchi elementlarining turlari va ularning tahlili.*
8. *Osmaning resorali elastik elementini hisoblash.*
9. *Osmaning prujinali elastik elementini hisoblash.*
10. *Osmaning torsionli elastik elementini hisoblash.*
11. *Osmaning rezinali elastik elementini hisoblash.*
12. *Osmaning pnevmatik elastik elementini hisoblash.*
13. *Osmaning torsionli elastik elementini hisoblash.*
14. *Osmaning so'ndiruvchi elementini hisoblash.*

9-BOB. KO'PRIKLAR VA G'ILDIRAKLAR

Tayanch iboralar: ko'priklar, yetakchi ko'prik, boshqariluvchi ko'prik, uyg'unlashgan ko'prik, tayanch ko'prik, ko'priklar, asosiy uzatma, differensial, yarim o'qlar, qo'shtavr, karter, to'la kvadrat, g'ilofsimon.

9.1-§. Ko'priklarning vazifasi va tasnifi

Ko'priklar g'ildiraklarni o'rnatish va ko'taruvchi qismni (rama va kuzov) ushlab turish uchun xizmat qiladi. Ko'priklar harakat paytida g'ildiraklarga ta'sir etuvchi vertikal, bo'ylama, ko'ndalang kuchlarni qabul qiladi.

Yetakchi ko'prik deb, dvigatelning burovchi momenti bilan aylantiriladigan yetakchi g'ildiraklarga ega bo'lgan ko'prikka aytiladi. Avtomobillarda faqat oldi, faqat orqa yoki hamma ko'priklari yetakchi bo'lishi mumkin. Hamma ko'priklar yetakchi bo'lgan avtomobillar yuqori o'tuvchanlikka ega o'tag'on avtomobillar deb yuritiladi.

Boshqariluvchi ko'prik deb, boshqariluvchi g'ildiraklar o'rnatilgan ko'prikka aytiladi. Ko'p hollarda oldingi ko'prik boshqariluvchi bo'ladi.

Uyg'unlashgan ko'prik deb, yetakchi va shu bilan birga boshqariluvchi bo'lgan g'ildiraklar o'rnatilgan ko'prikka aytiladi. Uyg'unlashgan ko'priklar oldi ko'prigi yetakchi yengil avtomobil va to'la yuritmal avtomobillarda ishlatiladi.

Tayanch ko'prik deb, boshqariluvchi bo'lmagan yetaklanuvchi g'ildiraklarga ega ko'prikka aytiladi. Tayanch ko'priklar ko'proq tirkama va yarim tirkamalarda o'rnatiladi. Ko'p o'qli yuk va oldi yetakchi yengil avtomobillarda orqa ko'prik sifatida ishlatiladi.

Ko'priklarning tasnifi va ularga qo'yiladigan talablar.

Ko'priklar quyidagi ko'rsatkichlar bo'yicha turlarga bo'linadi.

1) Vazifasi bo'yicha:

- yetakchi;
- boshqariluvchi;
- uyg'unlashgan;

- tayanch.

2) G'ildiraklar soni bo'yicha:

- bittali;
- qo'shaloq.

3) Konstruktiv sxemasi bo'yicha:

- qo'shtavrli;
- balkali (ajraluvchi, ajralmas, shtamplangan, quyma).

4) Tarkibi bo'yicha:

- yakka;
- telejka tarkibida.

Ko'prik o'z vazifasini to'liq va samarali bajarish uchun quyidagi funksional talablarga javob berishi kerak:

- minimal massa, minimal gabarit o'lchamlar va yuqori birklikka ega bo'lishi;
- umumiy talablar.

Ko'prikning massasi. Ko'p avtomobillarda ko'priklar ressourcealanmagan qismiga kiradi. Bu holda ko'priklar ko'taruvchi tizim bilan bevosita bog'liq emas va rama yoki kuzov bilan osma orqali bog'lanadi. Shuning uchun massa katta ahamiyatga ega. Ko'prikning massasi avtomobil va ko'prik turlariga bog'liqdir. Ko'prik massasi yuk avtomobillarda shassining 10-15% va yengil avtomobilda 3-5% tashkil etadi. Yetakchi ko'prikning massasi ko'p jihatdan ko'prik balkasining konstruksiyasiga va asosiy uzatmaning turiga bog'liq. Qo'shaloq asosiy uzatmaning o'rniga yakka uzatma ishlatilashi massani ancha kamaytiradi.

Yetakchi ko'prik asosiy uzatmasining karteri yuqori mustahkam cho'yandan yoki alyuminiy qorishmasidan quyilganda massasi ancha kamayadi. Shuningdek, ko'priklar balkasi listli po'latdan shtamplab payvandlanib tayyorlansa massasi eng kichik bo'ladi. Yuk avtomobilni boshqariluvchi ko'prikning massasi avtomobil massasining 5-9% tashkil etadi. Massani kamaytirish uchun ayrim holda boshqariluvchi ko'prikni kovkalangan alyuminiy qorishmasidan tayyorlanadi. Lekin, alyuminiy ko'prik ancha qimmat bo'ladi.

Ko'prikning gabarit o'lchamlari. Ko'prikning gabarit o'lchamlari avtomobil va yo'l orasidagi masofaga, avtomobil polini

va og'irlik markazini balandligiga sezilarli ta'siri bor, demak avtomobilni o'tag'onligi va turg'unligiga ham ta'sir ko'rsatadi.

Etakchi ko'priknining o'lchamlari asosan asosiy uzatmani turiga va uning o'lchamlariga bog'liq. Yuk avtomobillari va avtobuslarda shina o'lchamlarini inobatga olgan holda, ko'prikn ostidan yo'lgacha bo'lgan masofani ta'minlagan holda asosiy uzatmani yetakchi shesternyasini o'lchamidan kelib chiqib uni turi aniqlanadi.

Ko'priknining bikrligi. Yetakchi ko'priknining balkasi yuqori bikrlikka ega bo'lishi kerak, bu esa asosiy uzatma, differensial, yarim o'qlarni ishonchli va uzoq ishlashini ta'minlaydi. Ko'priklarni bikrligi avtomobil to'la yuklanlanganda ko'prikn tushadigan vertikal yuklanish ta'sirida ko'prikn balkasini statik egilishini qiymatiga qarab aniqlanadi. Yetakchi ko'priklarda balkaning statik egilishi koleyani 1 m uzunligiga 1,5 mm dan oshmasligi kerak. Ko'prikn deformatsiyasi belgilangandan oshsa asosiy uzatma va differensial shesternyalarining ilashishi buzilib ish muddati kamayadi.

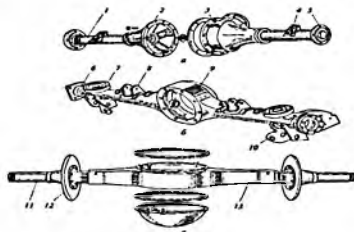
Listli po'latdan shtampalangan ikki yarimdan payvandlab tayyorlangan balkalar yuqori bikrlikka ega. Ushbu balkalar po'lat 12 GC va po'lat 17 GC tayyorlanadi. Listli po'latni qalinligi yengil avtomobillar uchun 3,5 mm dan yuk avtomobillarni ko'priklari uchun 13 mm gacha bo'ladi. Bundan tashqari balkaning o'rta qismiga maxsus halqalar payvandlanib bikrligi oshiriladi. Quyma yetakchi ko'priklar ham yuqori bikrlikka egadir. Ularni balkasining qirgim ko'rinishi to'rtburchak bo'lib, devorlarining qalinligi 8-10 mm bo'ladi. Balkani bikrligini oshirish uchun ichki qismida ko'ndalang devorlar bo'ladi, devorlar kuchaytiruvchi presslangan g'iloflarni tayanchi sifatida foydalaniladi.

Katta yuk ko'taruvchi avtomobillarda yetakchi ko'prikn bikrligini oshirish uchun yarim o'q shesternyalarini gupchagini uzaytirib krestovinaning markaziy qismiga kiradigan etib tayyorlanadi. Bikrlikni oshirish uchun yetakchi ko'priklarning asosiy uzatmasini karterida tashqi va ichki qovurg'alar ishlaniladi. Asosiy uzatmani korpusiga yarim o'qlarni kojuxi (g'ilof) presslangan balkalar ham yetarli bikrlikka ega bo'ladi.

Boshqariluvchi ko'priklar ham yetarli birklikka ega bo'lishi kerak. Buning uchun oldingi boshqariluvchi ko'priklar odatda bolg'alangan uglerodli po'latlardan tayyorlanib, qirqim ko'rinishi o'rta qismida qo'shtavr va sekin o'zgarib reshora maydonchasidan keyin aylana shakliga o'tadi. G'ilofsimon (aylana yoki ellips qirqimli) balkalar yuqori birklikka va kichik massaga ega. Lekin, ularni tayyorlashda murakkab va tannarhi yuqori. Boshqariluvchi ko'priklarni deformatsiyasi natijasida boshqariluvchi g'ildiraklarni o'rnatilish burchagi (razval va sxojdenie) buziladi. Bu esa harakatga qarshilikni va yonilg'i sarfini oshirib, shinalarni yeyilishini tezlashtiradi. Yuk avtomobilining oldingi boshqariluvchi ko'prining egilishi 2-3 mm oshmaydi.

9.2-§. Ko'prik konstruksiyalarining tahlili

Yetakchi ko'prik. Yetakchi ko'prik bu qattiq g'ovak balka. Uning uchlarida podshipniklar ustida yetakchi g'ildirak gupchagi o'rnatiladi, ichki qismida esa asosiy uzatma, differensial va yarim o'qlar joylashtiriladi.



9.1-rasm. Yetakchi ko'priklar: a – yig'ma; b,v – yaxlit;
1-kojux; 2,3-karterning qismlari; 4-maydonchalar; 5,6,12-
flanetslar; 7-lagancha; 8,10 kronshteyinlar; 9,13- balkalar; 9-
quvur.

Yig'ma ko'prikning karteri (9.1-rasm) bolg'alanuvchi kulrang cho'yandan quyiladi. Karter ikkita o'zaro ko'ndalang vertikal tekislikda ulanadigan qismlar 2 va 3 lardan tashkil topgan. Ikkala

karterni bo'yin qismiga yarim o'qlarning po'lat kojuxlari 1 presslab qotirilgan. Kojuxlarga ressonaning tayanch maydanchasi 4 va tormoz mexanizmining tayanch diski o'rnatiladigan flanets payvandlab o'rnatilgan. Yig'ma ko'priklar yengil avtomobillar va kichik, o'rta yuk ko'taruvchi avtomobillarning yetakchi ko'priklarida ishlatiladi.

Boshqariluvchi ko'priklar avtomobilning harakat yo'nalishini o'zgartiruvchi old g'ildiraklarni burish, hamda yetakchi ko'priklar kabi unga tushgan yuklamani ko'tarib turish uchun zarur.

Uyg'unlashgan ko'priklar. Uyg'unlashgan ko'priklar ham yetakchi, ham boshqariluvchi ko'priklar vazifasini bajaradi. Uyg'unlashgan ko'priklar tarkibiga asosiy uzatma, differensial va yetakchi g'ildiraklar yuritmasi kiradi (9.2-rasm). Asosiy uzatma va differensial konstruksiyalari orqali yetakchi ko'priklar asosiy uzatma va differensialaridan

farqlanmaydi. Yetakchi boshqariluvchi g'ildiraklarning yuritmasi burchak tezliklari teng bo'lgan kardan sharnirli kardan uzatmadan iborat. Yetakchi boshqariluvchi g'ildiraklarni yuritmasining konstruksiyasi osma turiga bog'liq.



9.2-rasm. Uyg'unlashgan ko'priklar.

Yetakchi ko'priklar yahlit, nomustaqil osmali yuk avtomobillarda bitta burchak tezliklari teng bo'lgan kardan sharnirli kardan uzatma ishlatiladi. Kardan sharnirga buruvchi moment ichki yarim o'q yordamida differensialdan uzatiladi. Tashqi yarim o'q flanetsidan buruvchi moment g'ildirak gupchagiga uzatiladi.

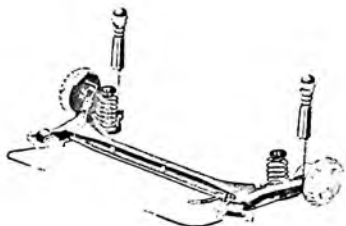
Gupchak burilish sapfasida ikkita podshipniklarda o'rnatilgan va yarim o'qlar faqat buruvchi momentni uzatadilar. Mustaqil osmali yengil avtomobilning yetakchi boshqariluvchi ko'priklarida odatda burchak tezliklari teng bo'lgan ikkita kardan sharnirli kardan uzatma ishlatiladi.

Bunda ichki sharnirlar g'ildiraklarni vertikal siljishiga, tashqi sharnirlar esa ularni burilishiga imkon beradilar. G'ildiraklarni

mustaqil osmali ayrim hollarda ikkita burchak tezliklari teng bo'lmagan kardan sharnirli va bitta burchak tezliklari teng bo'lgan kardan sharnirli kardan uzatma ishlatiladi.

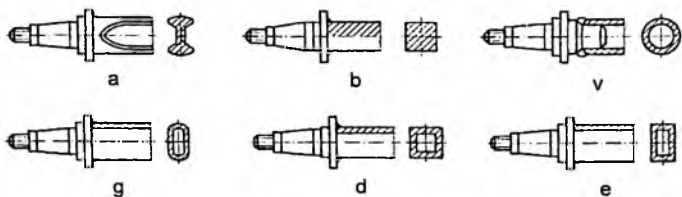
Tayanch ko'prik.

Tayanch ko'prik faqat ko'taruvchi tizimni ko'tarib turish uchun kerak. Ko'prik yuklanishni rama va kuzovdan g'ildiraklarga uzatadi. Tayanch ko'prik odatda ikki uchida podshipniklar ustida g'ildiraklar o'rnatilgan to'g'ri balka bo'ladi. Tayanch ko'prik tirkama, yarim tirkama,



9.3-rasm. Oldi ko'prigi yetakchi yengil avtomobilning orqa tayanch ko'prigi.

ko'p o'qli avtomobillarda oraliq tayanch ko'prigi va oldingi ko'prik yetakchi bo'lgan avtomobillarda orqa ko'prik sifatida ishlatiladi. 9.3-rasmda oldi yetakchi yengil avtomobilining tayanch ko'prigi tasvirlangan. Ko'prikni asosiy qismi listli po'latdan shtamplangan U-simon shaklli balka bo'lib, uning uchlariga prujinali osmaning g'ilofsimon richaglari payvandlangan. Richaglar uchiga o'qlar payvandlangan va ularda poshipniklar ustida orqa g'ildiraklar gupchaklari o'rnatiladi. Tayanch ko'prik echib olinuvchi qism bo'lib, u avtomobilning ko'taruvchi kuzoviga qotiriladi.



9.4-rasm. Avtomobilning tayanch ko'priklari.

Tirkama va yarim tirkamalarning tayanch ko'priklarining balkalarini uchida g'ildiraklarni o'rnatilashi uchun sapfalari, resso

o'rnatilishi uchun maxsus maydonchalar va tormoz mexanizmlari uchun flanetslar bo'ladi. Ko'p o'qli avtomobillar tayanch ko'prigida reaktiv tyagalar uchun maxsus kronshteynlar bo'ladi. Tirkama va yarim tirkamalarni balkalari qo'shtavr (9.4a-rasm), to'la kvadrat (9.4b-rasm) va g'ilofsimon (9.4-rasm, v-e) bo'lishi mumkin.

9.3-§. Ko'priklardagi yuklanishlar

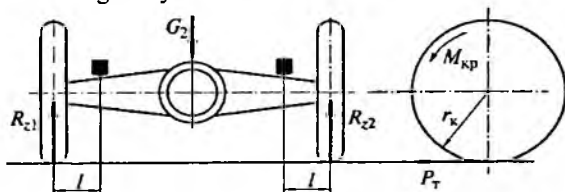
Ko'priklar maksimal ilashish kuchi asosida hisoblanadi. Hisoblash avtomobilni barcha harakat rejimlari uchun o'tkaziladi. Hisoblashda ta'sir etuvchi kuchlarning maksimal qiymatlari olinadi.

Yetakchi ko'prik. Yetakchi ko'prik balkasi uchta yuklanish rejimlari uchun hisoblanadi: avtomobil to'g'ri chiziq bo'ylab harakatlanganda, avtomobil yonga surilganda (zanos), avtomobil to'siqdan o'tayotganda.

Avtomobil to'g'ri chiziq bo'ylab harakatlanganda yetakchi ko'prik balkasi (9.5-rasm) g'ildiraklardagi normal reaksiyalar R_{z1} va R_{z2} ta'sirida vertikal tekislikda egiladi. Vertikal tekislikda eguvchi moment:

$$M_e = R_{z1} \cdot l = R_{z2} \cdot l$$

bu yerda: l – egilish yelkasi.



9.5-rasm. Yetakchi ko'prikni hisoblash sxemasi.

Yetakchi ko'prikka vertikal yuklanish G_2 dan hosil bo'lgan yo'lning reaksiya kuchi:

$$R_{z1} = R_{z2} = \frac{m_2 \cdot G_2}{2}$$

bu yerda: $m_2 = 1.2$ – orka ko'prikning yuklanishini qayta taksimlash koeffitsiyenti.

Gorizontal tekislikda eguvchi moment: $M_z = R_{T1} \cdot l = R_{T2} \cdot l$

Yetakchi g'ildiraklarda tortish kuchi:

$$R_{T1} = R_{T2} = R_{z1} \cdot \varphi_x = R_{z2} \cdot \varphi_x$$

bu yerda: φ_x – g'ildirakni yo'l bilan ilashish koeffitsiyenti.

Yetakchi ko'priklarga eguvchi momentlardan tashqari burovchi moment ham ta'sir etadi

$$M_{xp} = P_{T1} \cdot r_k = P_{T2} \cdot r_k$$

bu yerda: r_k – g'ildirakning g'ildirash radiusi.

Yetakchi ko'priknining balkasida eng xavfli joy odatda ressa qotiriladigan maydonchani qirgimi hisoblanadi. Balkani xavfli qirgimida eguvchi va burovchi momentlardan bo'lgan yig'indi moment:

$$M_p = \sqrt{M_z^2 + M_x^2 + M_y^2}$$

Aylana g'ilof qirgimli balka uchun eguvchi va burovchi momentlardan umumiy kuchlanish quyidagicha aniqlanadi:

$$\sigma_p = \frac{M_p}{W}$$

bu yerda: $W = \frac{0.2(D^3 - d^3)}{D}$ – aylana g'ilof qirgimning qarshilik momenti.

Qirgimi to'rtburchak shakldagi balkalarda egilish va buralishdan bo'lgan kuchlanishlar alohida aniqlanadi. Shunda vertikal va gorizontal tekisliklarda egilishdagi kuchlanishlar qo'shiladi, lekin buralishdagi kuchlanishlar qo'shilmaydi.

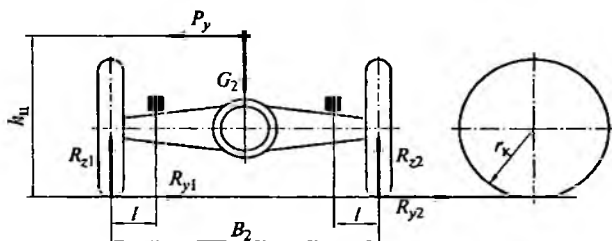
$$\text{Egilishdan kuchlanish: } \sigma_{eg} = \frac{M_b}{W_b} + \frac{M_g}{W_g}$$

$$\text{Buralishdan kuchlanish: } \tau_{bur} = \frac{M_{bur}}{W_{bur}}$$

bu yerda: W_b, W_g – vertikal va gorizontal tekisliklarda egilishga qarshilik momentlari;

W_{bur} – buralishga qarshilik momenti.

Avtomobil yonga surilganda tortish kuchi $P_y = 0$ va yetakchi ko'priklarning balkasi yo'l reaksiyasining normal R_x va ko'ndalang R_y kuchlari ta'sirida vertikal tekislikda egiladi.



9.6-rasm. Avtomobilni yonga surilishida yetakchi ko'priklari hisoblash sxemasi.

Shunda ko'ndalang kuchlar R_x ta'sirida yetakchi g'ildiraklarning birida (masalan chapda) ta'sir etuvchi reaksiyalardan hosil bo'lgan eguvchi moment ayriladi, boshqa g'ildirakda (o'ngida) esa qo'shiladi.

$$M_{s1} = P_{y1} \cdot l - R_{y1} \cdot l; \quad R_{z1} = \frac{G_2}{2} \left(1 + \frac{2\varphi_1 \cdot h_u}{B_2} \right); \quad R_{x1} = R_{z1} \cdot \varphi_1;$$

$$M_{s2} = P_{y2} \cdot l + R_{y2} \cdot l; \quad R_{z2} = \frac{G_2}{2} \left(1 - \frac{2\varphi_2 \cdot h_u}{B_2} \right); \quad R_{x2} = R_{z2} \cdot \varphi_2;$$

bu yerda: φ – g'ildirakni yo'l bilan ko'ndalang tekislikdagi ilashish koeffitsiyenti;

h_u – og'irlik markazini joylashish balandligi;

B_2 – g'ildiraklar koleyasi.

Yetakchi ko'priklarning xavfli qirg'ig'ida (ressoralar qotiriladigan joy) egilishdagi kuchlanish:

$$\sigma_{eg} = \frac{M_{eg}}{W_{eg}}$$

Avtomobil to'siqdan o'tayotganda yetakchi ko'priklarga statik yuklanishlarga qaraganda ancha katta dinamik yuklanishlar ta'sir etishi mumkin. Balkaga ta'sir etuvchi dinamik yuklanishlar ko'priklarning massasiga bog'liq. Dinamik yuklanishlar ta'sirida ko'priklarning balkasi vertikal va gorizontal tekisliklarda egiladi. Bu holda eguvchi moment:

$$M_{eg} = R_x \cdot \kappa_0 \cdot l$$

bu yerda: κ_d – avtomobil to‘siqlar va boshqa notekisliklardan o‘tayotganda normal reaksiya R_z oshishini hisobga oluvchi dinamiklik koeffitsiyenti (yuk avtomobillari uchun $\kappa_d = 2,5 \dots 3,0$).

Dinamik yuklanishdan hosil bo‘ladigan egilishdagi kuchlanish:

$$\sigma_{eg} = \frac{M_{eg}}{W_{eg}}$$

Yetakchi ko‘prik balkalari uchun ruxsat etilgan kuchlanishlar;
 $[\sigma_{st}] = 300 \text{ MPa}$; $[\tau_p] = 200 \text{ MPa}$; - po‘lat yoki bolg‘alangan cho‘yandan quyilgan.

$[\sigma_{st}] = 500 \text{ MPa}$; $[\tau_p] = 400 \text{ MPa}$; - listli po‘latdan shtamplangan.

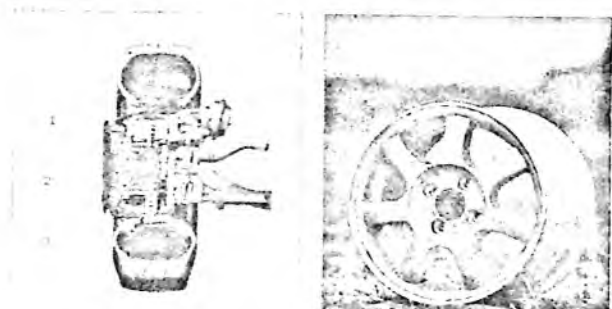
Boshqa ko‘priklar xam yetakchi ko‘prik kabi hisob-kitob qilinadi.

9.4-§. G‘ildiraklar tasnifi va qo‘llanilishi

G‘ildiraklar avtomobil yurish qismining uzellaridan biridir. Avtomobilning ilgarilanma harakati yo‘l ustida amalga oshadi. G‘ildiraklarni harakatlantiruvchi burovchi moment yetakchi ko‘prikka transmissiya agregatlari orqali uzatiladi. Burovchi moment biror qo‘shimcha uzal yordamida yo‘l sathi bilan muloqotda bo‘lgandagina hosil bo‘lgan aks-ta‘sir kuchi yordamida avtomobil ilgarilanma harakatlanishga majbur bo‘ladi.

G‘ildiraklarning vazifasi avtomobilni yo‘l bilan bog‘lab uning harakatlanishini ta‘minlash va shu bilan birga yo‘l notekisliklaridan uzatilayotgan turtkilarni biroz yumshatib kuzovga, kuzovdan tushayotgan tik yo‘nalishdagi yuklamalarni esa yo‘lga uzatishdir.

G‘ildirak shinani joylashtirish va birgalikda o‘qqa mahkamlanishi natijasida avtomobilga tayanch vazifasini bajarish uchun zarurdir. G‘ildirakka qo‘yilgan talablar uning konstruksiyasining har xilligiga olib keldi.



9.7-rasm. G'ildirak konstruksiyasi:

a)-tuzilishi; b)-ajralmas obodli. 1-shina; 2-obod; 3-gupchak.

G'ildirak quyidagi ko'rsatkichlar bo'yicha turlarga bo'linadi.

1) Ishlatiladigan shina turi bo'yicha:

- kamerali shina uchun;
- kamerasiz shina uchun;
- bosimi rostlanuvchi shina uchun;
- arkasimon shina uchun;
- pnevmokatoklar uchun.

2) G'ildirakning gupchak bilan bog'lanishi bo'yicha:

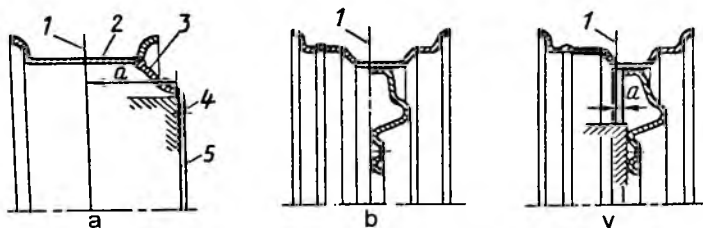
- diskli;
- disksiz.

3) Obodining turi bo'yicha:

- ajralmas;
- ajraluvchi.

4) Gupchakka o'rnatilgan g'ildiraklar soni bo'yicha:

- yakka;
- qo'shaloq.



9.8-rasm. G'ildirakning konstruktiv sxemalari.

G'ildiraklar bir-biridan asosan konstruksiyasi va o'lchamlari bilan farq qiladi. Kamerali va kamerasiz shinalar uchun obodining cheti konussimon bo'lib, burchagi 50° ni tashkil etadi. Kamerali shinalar uchun bortlarning tarangligi bir diametrga 0,75-1,0 mm, kamerasizda esa 1,2-1,5 mm ni tashkil etadi. Kamerali va kamerasiz shinalarga mos g'ildiraklarning konstruktiv sxemalari 9.8-rasmda ko'rsatilgan.

Ma'lumki, g'ildirak disk va obodning bir-biriga mahkamlanishidan hosil bo'ladi. Yuk avtomobillarida g'ildirakning disksiz turi ishlatilib, u to'g'ridan-to'g'ri gupchakka mahkamlanadi. O'qlarga tushgan yukning miqdoriga qarab, o'q gupchaklariga o'rnatilgan g'ildirak yakka yoki qo'shloq turlarga bo'linadi. G'ildiraklar obodining turiga qarab, ajralmas va ajraluvchi bo'lishi mumkin.

Avtomobilning ekspluatatsiyasi davrida shinani g'ildirakka kiydirish, ayniqsa yuk avtomobillari uchun muammoli hisoblanadi. Shu sababli yengil avtomobillar uchun g'ildirak bir-butun, yuk avtomobillariga mo'ljallangani esa bo'laklardan iborat etib yasaladi (9.9-9.10-rasmlar). O'rta va katta yuk avtomobillarda, shu boisdan, g'ildirak obodining o'zi ham qismlarga ajratiladigan qilinadi.

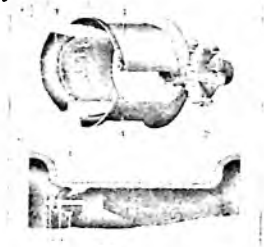
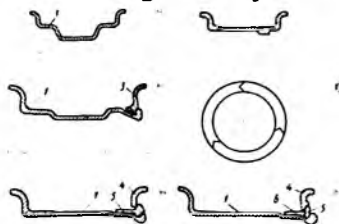
Transport vositalarining vazifasi bo'yicha g'ildiraklar sinflarga ham bo'linadi. Sinflarning soni yettita:

1-sinf: zavod ichida ekspluatatsiya qilinadigan transportlar uchun;

2...5-sinflar: avtomobilning hamma turlariga;

6...7-sinflar: qishloq xo'jaligida ishlatiladigan mashinalar uchun.

Avtomobilga yo'ldan uzatiladigan turtkilarni asosan g'ildirak diski qabul qiladi va gupchakka o'tkazadi. G'ildirak massasini kamaytirish uchun uni yengil qotishmalardan, xatto plastmassadan qilish ham maqsadga muvofiq. G'ildirak massasining kamayishi uning inersiya momentini kamaytiradi, natijada, uning muvozanatlanmaganlik darajasi ham kamayadi.



9.9-rasm. G'ildirak obodining asosiy turlari: a)-ajralmas simmetrik; b)-ajraluvchi (ikki qismdan iborat); v)-ajraluvchi (uch qismdan iborat); g)-"trilleks" turidagi segmentli; d)-ajraluvchi (to'rt qismdan iborat); 1-obod asosi; 3-ajraluvchi bort halqasi; 4-yechiluvchi bort halqasi; 5-prujinali qulf halqasi; 6-o'rnatuvchi halqa.

9.10 -rasm. Disksiz g'ildirak: a)-umumiy ko'rinishi; b)-g'ildirakni gupchakka mahkamlanishi. 1-g'ildirak bo'laklari; 2-gupchak; 3-shayba; 4-shpilka; 5-gayka.

G'ildiraklarga qo'yiladigan talablar:

1. G'ildirak tuzilishi, bikrligi, o'lchamlari bilan shinaga mos kelishi kerak.
2. Gupchakka ishonchli mahkamlanishi kerak.
3. Mustahkam va uzoq muddat ishlashi kerak.
4. Yaxshi statik va dinamik muvozanatlanagan bo'lishi kerak.
5. Massasi va inersiya momenti minimal bo'lishi kerak.

6. Shinani o'rnatish va yechib olish oson bo'lishi kerak.

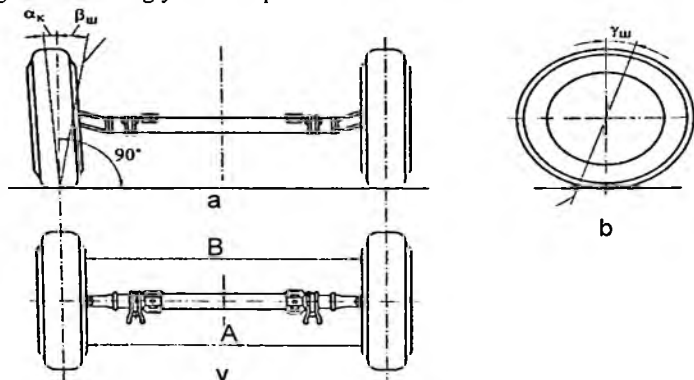
7. O'lchamlari kamerali va kamerasiz shinalarga birday mos kelishi kerak.

8. Kamerasiz shinalar havo bosimi kam vaqtida ham oboddan ajralishi mumkin emas.

G'ildirakning o'rnatilish burchaklari.

Boshqariluvchi ko'priklarning g'ildiraklarini o'rnatilish burchaklarini barqarorligini ta'minlash g'ildiraklarni g'ildirashiga qarshiligini va shinalarni eyilishini kamaytirish, yonilg'i tejamkorligini yaxshilash uchun kerak. Razval burchagi $\alpha_k = 0 \dots 2^\circ$ bo'lishi g'ildiraklarni yo'l yuzasigi nisbatan perpendikulyar turishini ta'minlaydi. Bu burchak konstruksiyada burish sapfasini og'ishi bilan amalga oshiriladi.

Sxojdenie burchagi $\delta_k = 0^\circ 20' + 1^\circ$ bo'ladi va $A-B + 2 \dots 8$ mm ayirmasi bilan aniqlanib (9.11v-rasm), u razval bilan g'ildirayotgan g'ildiraklarning yonaki sirpanishini oldini oladi.



9.11-rasm. Shkvorenni (a,b) va boshqariluvchi g'ildiraklarni (a,v) o'rnatilish burchaklari:

α_k — og'ish burchagi; β_{sh} — shkvorenni ko'ndalang og'ish burchagi;
 γ_{sh} — shkvorenni bo'ylama og'ish burchagi; A, B — g'ildirak gupchaklari orasidagi masofa.

Boshqariluvchi ko'priknig burilish o'qining (shkvorenni) o'rnatilish burchagini barqarorligini ta'minlanishi g'ildiraklarni barqarorlashtirish (g'ildiraklarni to'g'ri chiziqli harakatini saqlay olishi) demak, avtomobilni oson boshqarish, shina va rul boshqarmasini kamroq yeyilishi uchun kerak.

Shkvorenning ko'ndalang og'ish burchagi $\beta_{sh} = 5 + 10^\circ$ (9.11a-rasm) avtomobilni burilish paytida og'irlikdan hosil bo'ladigan barqarorlashtiruvchi momentni boshqariluvchi g'ildiraklarda hosil etadi. Shkvorenning bo'ylama og'ish burchagi $\gamma_{sh} = 0 \div 3,5^\circ$ (9.11b-rasm) avtomobilni burilish paytida g'ildirakka ta'sir etuvchi tezlik bilan bog'liq barqarorlashtirish momentini hosil etadi. Og'irlik va tezlikdan hosil bo'lgan barqarorlashtiruvchi momentlar shkvorenning og'ish burchaklari belgilangan qiymatlarda bo'lganda g'ildiraklarni ishonchli barqarorlashtiradi va avtomobilga yaxshi boshqaruvchanlik hamda xavfsizlikni ta'minlaydi.

Shkvorenni ko'ndalang va bo'ylama og'ish burchaklari belgilangandan oshganda g'ildiraklarni barqarorlashi yaxshilanadi, lekin ularni boshqarish qiyinlashadi. Eksploatatsiya jarayonida g'ildiraklarni razval va sxojdenie burchaklari, shkvorenni og'ish burchaklari o'zgarmasligi kerak, agar o'zgarib qolsa konstruksiyada ularni oson sozlash choralari bo'lishi kerak.

9.5-§. Shinalar tasnifi va qo'llanilishi

Shinalar yo'l notekisliklaridan hosil bo'luvchi turtkilarni birlamchi so'ndirish va g'ildirak bilan birga kuzovning ilgarilama harakatini ta'minlashi uchun zarurdir.

Shinalar quyidagi ko'rsatkichlar bo'yicha turlarga bo'linadi.

1) Vazifasi bo'yicha:

- yengil avtomobillar uchun;
- yuk avtomobillari uchun;
- o'tag'on avtomobillar uchun.

2) Zichlash usuli bo'yicha:

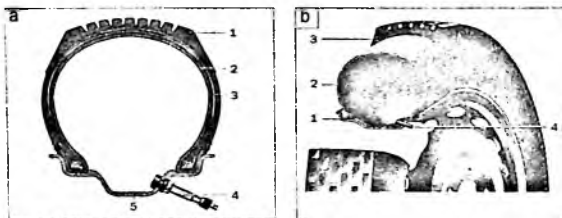
- kamerali;
- kamerasiz.

3) Konstruksiyasi bo'yicha:

- diagonal;
- radial.

4) Profili bo'yicha:

- oddiy profilli;
- keng profilli;
- past profilli;
- juda past profilli;
- arkasimon;
- pnevmokatok.

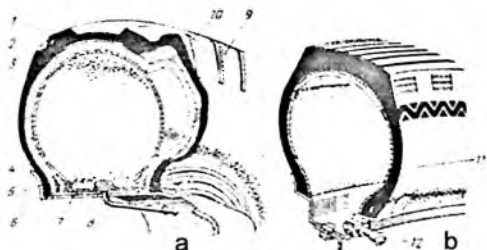


9.12-rasm. G'ildirak konstruksiyasi: a)-kamerasiz shina uchun;

1-protektor; 2-havo o'tkazmaydigan rezina qatlami; 3-karkas; 4-g'ildirak ventili; 5-obod. b)- kamerali shina uchun; 1-obod; 2-kamera; 3-shina; 4-g'ildirak ventili.

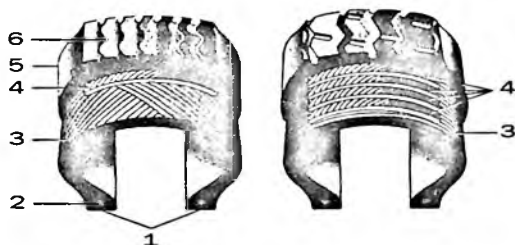
Shinalar vazifasi bo'yicha yengil, yuk va yuqori o'tag'onlikka ega turlariga bo'linadi. Bu shinalar asosan bir-biridan konstruktiv o'Ichamlarining har-xilligi, konstruktiv qismlarining badastirligi, shina protektori rasmining mayda-yirikligi bilan farq qiladi.

Shinani zichlash usuli bo'yicha kamerali va kamerasiz turlarga bo'linadi. Bu shinalarning o'ziga xos konstruktiv xususiyatlari bo'lib, harakat xavfsizligini ta'minlash va mablag' tejamkorligi talablaridan kelib chiqqandir. Aytish joizki, kamerasiz shinalar uchun chuqur obodli maxsus konstruktiv xususiyatlarga ega g'ildiraklar zarurdir (9.13-rasm).



9.13-rasm. a) kamerali; b) kamerasiz.

1-shina protektori; 2-yostiqlik qattam; 3-karkas; 4,5-yon tomon; 6-o'zak; 7-obod lentasi; 8-ventil; 9-pokrishka; 10-kamera; 11-havo o'tkazmaydigan rezina qatlami; 12-zichlagich shayba.



9.14-rasm. Diagonal (a) va radial (b) shinalar konstruksiyasi:

1-bort; 2-bort simi; 3-karkas; 4-breker;

5-yon tomon; 6-protektor.

Konstruksiyasi bo'yicha kord iplari diagonal va radial joylashgan bo'lishi mumkin. Buni shina rusumida "R" (radial) harfi bilan belgilanadi (9.14-rasm).

Profil bo'yicha shinalarning oddiy, keng, past, juda past, arkasimon profilli turlari mavjuddir. Keyingi vaqtda shina profilining nisbiy balandligining pasayishi, hamda enining ortib borishi rivoj topmoqda. Asosiy maqsad, transport vositasining turg'unligini yaxshilash va o'tag'onligini orttirishdir. Oddiy profilli

shina uchun H/B (H–shina profilining balandligi, B–eni) 0,89-0,9 bo'lsa, bu nisbat pnevmokatoklar uchun 0.25-0.39 ga tengdir. Ko'rinib turibdiki, shina profilining o'zgarishi uning yo'l bilan kontakt yuzasini orttiradi, natijada avtomobilning turg'unligi va tayanch o'tag'onligiga ijobiy ta'sir etadi.

Shinalarga qo'yiladigan talablar.

1. Shinaning elastiklikligi GOST 4754-80 va GOST 5513-86 larga mos bo'lishi kerak.

2. Burchak birkliklari avtomobil o'lchamlari va harakat sharoitiga mos bo'lishi kerak.

3. Shinalar g'ildirakka zich o'rnatilishi va ichki bosimi o'zgarmas bo'lishi kerak.

4. Shinaning yo'l bilan ilashishi yetarli darajada va g'ildirashga qarshilik koeffitsiyenti.

5. Minimal bo'lishi kerak.

6. Shinadan yo'lga tushgan solishtirma bosim kichik bo'lishi kerak.

7. Shina protektorining surati yo'lning qoplamasiga mos bo'lishi kerak.

8. Shina statik va dinamik jihatdan muvozanatlangan bo'lishi kerak.

9. Shina yetarli darajada mustahkam va berilgan muddat ishlaydigan bo'lishi kerak.

10. Shinani g'ildirakka o'rnatish va chiqarib olish, hamda ta'mirlash oson bo'lishi kerak.

Keyingi vaqtda, ayniqsa, yengil avtomobil shinalarining harakat xavfsizligini ta'minlash, arzonligi, komfortligi xususiyatlariga bo'lgan talablar juda ortib ketdi. Masalan, katta tezlik bilan harakatlanayotganda to'satdan yirtilib ketmaslik; haroratining ortmasligi; narhining pastligi; yeyilishga turg'unligi va h.k shular jumlasidandir.

Shinalarning tasniflanishi:

Tarovoy shinalar $B_k = H$ (velosipedlar uchun shinalar).

Belgilanishi $B_k - d$ dyum yoki millimetrlar hisoblanadi.

Masalan: 6.15 – 13.

Kichik profilli shinalar $H < B_k$ (zamonaviy yengil avtomobil shinalari).

Belgilanishi: (shina profili kengligi)/(profilga mos shina balandligining foizlarda ulushi)-(shina tipi), (shina obodining diametri), (yuk indeksi), (tezlik indeksi).

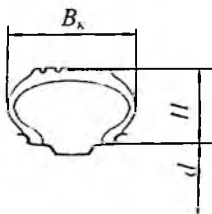
Shina obodining diametri dyumlarda ifodalanadi.

Masalan: 185 / 70 - R13 T85

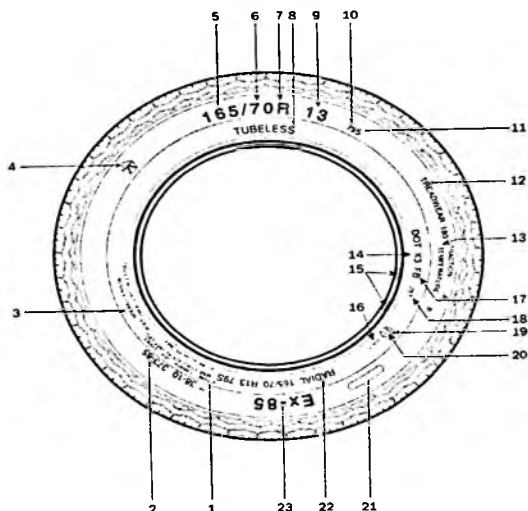
Keng profilli shinalar (yuqori o'tuvchanlikka ega bo'lgan avtomobil shinalari).

Belgilanishi $D \times B - d$, faqat mm da ifodalanadi.

Masalan: 1500 $\times$ 550 - 630,



Kamerali (arochnoe) shinalar (maxsus avtomobillar uchun shinalar). Belgilanishi: keng profilli shinalar kabi belgilanadi. Radial va diagonal shinalar ishlab chiqarishda shina kordining yotqizish yo'nalishi bilan farqlanadi. Radial shinalarning belgilanishida shina obodining diametri oldida R harfi qo'yiladi (bu belgi radius emas, balki radial shina ekanligini bildiradi).



9.15-rasm. Shinaning markirovkalanishi

Rossiya va Yevropada ishlab chiqarilgan shinalardagi belgilanishlar:

1-maksimal yuklanish va bosim (AQSh standarti); 2-texnik talabga ko'ra raqami; 3-broker va karkasning turi va qatlamlar soni; 4-oliy toifa davlat belgisi (1992 yilgacha); 5- profil kengligi; 6- "70"seriya (H/B nisbati) ; 7-radial shinaning belgisi; 8-kamerasiz shinaning belgisi; 9-obod diametri (13"); 10-yuk ko'tarish indeksi; 11-tezlik indeksi ("S"-180 km/s gacha); 12-shinaning yemirilish ga chidamligining shartli belgisi (AQSh standarti); 13-shinaning termo turg'unlining shartli belgisi (AQSh standarti);14-zavod kodining shartli belgisi (AQSh standarti);15-yig'uvchining raqami (15); 16-xalqaro qoidalarining №30 YEEK OON (1247) binoan rasmiy ravishda tasdiqlangan sertifikat raqami; 17-o'lcham kodining shartli ravishda belgilovchi (AQSh standarti); 18-ishlab chiqarilgan sanasi (1987 yil 28 hafta); 19-shinanig №30 YEEK OON (E) xalqaro

qoidalariga mosligini rasmiy ravishda tasdiqlanganligining belgisi: 20-shinaga sertifikat bergan davlatning shartli belgisi; 21-shinaning seriya raqami; 22-radial shina; 23- model nomi;

Nazorat savollari:

1. Ko'priklarning tasnifi va ularga qo'yiladigan talablar.
2. Yetakchi ko'prik sxemasi va tahlili.
3. Boshqariluvchi ko'prik sxemasi va tahlili.
4. Uyg'unlashgan ko'prik sxemasi va tahlili.
5. Tayanch ko'prik sxemasi va tahlili.
6. Yetakchi ko'prikni hisoblash rejimlari.
7. Boshqariluvchi ko'prikni hisoblash rejimlari.
8. Tayanch ko'prikni hisoblash rejimlari
9. G'ildiraklarning tasnifi va qo'llanilishi.
10. G'ildiraklarga qo'yiladigan talablar.
11. G'ildirakning o'rnatilish burchaklari.
12. Shkvorenning ko'ndalang og'ish burchagi.

10-BOB. AVTOMOBILLARNING KUCH HISOBI

Avtomobillarning kuch hisobini loyihalash avtomobilni loyihalash bosqichlaridan biridir.

Avtomobilning kuch hisobini hisoblashdan maqsad –avtomobil dvigateli va transmissiyasining asosiy xarakteristikalarini tanlash, transport vositalarining tortish tezlik xususiyatlarini loyihalash vazifalariga muvofiq ta'minlashdir.

Loyihalash jarayoni quyidagi vazifalarni bajarish bilan hal qilinadi:

- avtomobillarni tortish hisobini bajarish uchun zarur bo'lgan og'irlik va geometrik parametrlarni tanlash;

- dvigatel maksimal quvvati va uning tashqi tezlik xususiyatlarini tanlash;

- transmissiyaning uzatishlar sonini hisoblash (asosiy uzatma, uzatmalar qutisi, taqsimlash qutisi);

- avtomobilning tortish tezlik xususiyatlarini baholash;

- avtomobilning yonilg'i tejamkorik xususiyatlarini baholash.

10.1-§. Asosiy parametrlarni tanlash

Avtomobilning asosiy og'irligi va geometrik parametrlarini tanlash uni loyihalashning birinchi bosqichi hisoblanadi. Ushbu bosqichda avtomobilning texnik xarakteristikasi tahlil qilish asosida avtomobilning og'irligi, geometrik o'lchamlari, kompanovkasi va boshqa parametrlari, dvigatel va transmissiyaning tashqi tezlik xarakteristikasi quriladi. Bu parametrlar avtomobilning to'liq massasi m_a , o'qlar soni va massaning o'qlarga taqsimlanishi, shina o'lchamlari, transmissiyaning foydali ish koeffitsiyenti η_n , suyrilik koeffitsiyenti k_s larni o'z ichiga oladi.

Avtomobilning to'la massasi quyidagi formula yordamida aniqlanadi:

- yengil avtomobillar uchun

$$m_a = m_{av} + m_0 \cdot n + m_b \cdot n;$$

-yuk avtomobillari uchun:

$$m_a = m_{av} + m_{yuk} + m_0 \cdot n + m_b \cdot n;$$

bu yerda: m_{av} – avtomobilning yuklangan massasi;

m_0 – odam massasi, hisoblashlar uchun o'rtacha 75 kg qabul qilinadi;

n – avtomobil salonidagi o'rinlar soni, haydovchi bilan;

m_b – yuk massasi, yengil avtomobil haydovchisi va yo'lovchilari uchun 10 kg, yuk avtomobili haydovchisi va yo'lovchilari uchun 5 kg qabul qilingan.

-avtobuslar uchun:

$$m_a = m_{av} + m_0 (n_{or} + n_t + 2)$$

bu yerda: n_{or} – o'tirish uchun mo'ljallangan o'rinlar soni;

n_t – tik turish uchun o'rinlar soni;

2 – haydovchi va konduktor uchun o'rinlar soni.

Prototip sifatida qabul qilingan mahalliy va xorijiy avtomobillarning ayrim modellarining qisqacha texnik xarakteristikalari adabiyotlar ro'yhatida keltirilgan [3]. Shinalarning turlari va o'lchamlari bitta g'ildirakka tushuvchi og'irlikka qarab belgilanadi (kurs ishini bajarayotganda avtomobil texnik xarakteristikasidan shinalarning tipi va geometrik o'lchamlarini olish mumkin).

Hisob –kitoblar uchun yo'lning jami qarshilik koeffitsiyenti ψ taxminan quyidagi formula bilan aniqlanadi:

-yengil avtomobillar uchun:

$$\psi = f_0 + 0,46 \cdot 10^{-6} \cdot v_{\max}^2;$$

-yuk avtomobillari uchun:

$$\psi = f_0 + 0,39 \cdot 10^{-6} \cdot v_{\max}^2;$$

bu yerda: f_0 – g'ildirashga qarshilik koeffitsiyenti, yengil avtomobillar uchun $f_0 = 0,015$, yuk avtomobillari uchun $f_0 = 0,02$ ga teng; $v_{\max}$ – avtomobilning maksimal tezligi. km/soat.

Suyrilik koeffitsiyenti $k_s \left(\frac{H \cdot c^2}{M^4} \right)$ avtomobil va kuzov turiga bog'liq bo'lib, yengil avtomobillar uchun 0,15-0,35, yuk avtomobillari uchun 0,5-0,7 oralig'ida olinadi.

Avtomobil old yuzi (m^2) quyidagi formula bilan aniqlanadi:

$$F_o = a \cdot B \cdot H$$

bu yerda: a – maydonni to'ldirish koeffitsiyenti ($a=0,78-0,8$ – yengil avtomobillar uchun, $a=0,75-0,9$ – yuk avtomobillari uchun);

B – avtomobil eni;

H – avtomobil balandligi.

Transmissiyaning foydali ish koeffitsiyenti η_r kuch uzatmasi-ning konstruksiyasiga bog'liq. Hisob ishlarini bajarish uchun η_r ning qiymati quyidagicha olinadi: g'ildirak formulasi 6×6 , 4×4 bo'lgan yuk avtomobillari uchun $\eta_r = 0,80$; g'ildirak formulasi 4×4 va qo'shaloq asosiy uzatmaga ega bo'lgan yuk avtomobillari uchun $\eta_r = 0,82$; g'ildirak formulasi 4×2 va yakka asosiy uzatmaga ega bo'lgan yuk avtomobillari uchun $\eta_r = 0,85$. yengil avtomobillar uchun $\eta_r = 0,90 - 0,95$. [3].

10.2-§. Avtomobil to'la massasining o'qlarga taqsimlanishi

Kurs ishi (loyihasi) ni bajarayotganda loyihalanayotgan transport vositasining gabarit o'lchamlari transport vositasining texnik xarakteristikalaridan olinadi.

Avtomobil og'irligi quyidagi formula orqali hisoblanadi:

$$G_o = m_o \cdot g$$

bu yerda m_o – avtomobil massasi, kg; g – erkin tushish tezlanishi, $\frac{M}{t^2}$;

Yuk avtomobillari uchun to'la massaning o'qlararo taqsimlanishi, uning qanday yo'llardan yurishiga va yo'lga tushadigan og'irlikning cheklanganlik me'yorini saqlashga bog'liqdir.

a) I – II toifa yo'llarga mo'ljallangan avtomobillarda orqa (yetakchi) o'qqa tushgan massa, to'la massaning $0,65 \dots 0,7$ qismini tashkil etadi;

b) I – II toifa yo'llarning hammasida yurishga mo'ljallangan, yuk ko'tara olish qobiliyati I t dan ortiq avtomobillar uchun orqa o'qqa tushgan massa to'la massaning $0,7$ qismini tashkil etadi.

Yengil avtomobillarda to'liq massa o'qlararo quyidagicha taqsimlanadi:

a) dvigatel oldinda joylashgan va orqa ko'prik yetaklovchi avtomobillarda, orqa ko'priikka 52-55 foiz;

b) dvigatel oldinda va oldingi o'q yetaklovchi, orqa ko'priikka 43-47 foiz;

v) dvigatel orqada va orqa ko'prik yetaklovchi, orqa ko'priikka 56-60 foizni tashkil etadi.

1.3. Yengil avtomobil agregatlari bazasida ko'rilgan mikroavtobuslarda massaning o'qlarga taqsimlanishi, yengil avtomobildagidek.

1.4. Hamma o'qlari yetakchi va o'qlarida ikkitadan g'ildirak o'rnatilgan avtomobillarda, to'liq massa o'qlarga taxminan bir-biriga teng etib taqsimlanadi.

a) ikki o'qli yuqori o'tag'onlikka ega avtomobillarda, orqa o'qga tushgan massa 0,5...0,54 foizni tashkil etadi.

b) uch o'qli avtomobillarda, orqa o'qlarga tushgan massa 0,70...0,72 foizni tashkil etadi.

10.3-§. G'ildirakka shina tanlash va g'ildirak radiusni aniqlash

Avtomobilga shina o'lchamlarini tanlash texnik xarakteristikadan olinadi. Shinaning tezlik indeksini tanlash uchun transport vositasining maksimal tezligidan qo'shimcha ravishda 10 % ortig'i bilan olinadi.

Avtomobil shinalarining tezlik indeksi quyidagicha belgilanadi (BMTning Yevropa iqtisodiy komissiyasi qoidasi):

tezlik indeksi yuqori ruxsat etilgan tezlik, km/soat	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	B	C
	5	10	15	20	25	30	35	40	50	60
tezlik	D	E	F	G	J	K	L	M	N	P

indeksi

yuqori

ruxsat

etilgan

tezlik,

km/soat

tezlik

indeksi

yuqori

ruxsat

etilgan

tezlik,

km/soat

65	70	80	90	100	110	120	130	140	150
Q	R	S	T	U	H	V	W	Y	ZR
160	170	180	190	200	210	240	270	300	>240

Shina, eng ko'p yuk to'g'ri kelgan g'ildirakka qarab tanlanadi va quyidagicha aniqlanadi:

$$G_z = \frac{G}{Z}$$

bu yerda: G – eng ko'p yuk to'g'ri kelgan g'ildirakka tushgan og'irlik, N;

Z – yuklangan o'qdagi g'ildiraklar soni;

G_z – bitta g'ildirakka tushgan og'irlik, N;

G_z – aniqlangandan so'ng 1-jadval yordamida shina o'lchamlari tanlanadi.

Shinaning yuk ko'tarish indeksi avtomobil to'liq yuklangandagiga nisbatan ortiq bo'ladi, ya'ni avtomobilning harakati davomidagi kuchlarning o'zgarishi shinaga tushadigan og'irlikni 33% ortig'i bilan olinadi. Hisoblangan qiymatlar asosida avtomobil yuk ko'tarish indeksi quyidagi jadval asosida belgilanadi:

Avtomobil shinalarining yuk ko'tarish indeksi quyidagicha belgilanadi (BMTning Yevropa iqtisodiy komissiyasi qoidasi)

Yuk indeksi	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
yuqori ruxsat etilgan yuk.	45	46,2	47,5	48,7	50	51,5	53	54,5	56	58

kg										
Yuk indeksi	90	91	92	93	94	95	96	97	98	99
yuqori ruxsat etilgan yuk, kg	600	615	630	650	670	690	710	730	750	775
Yuk indeksi	100	101	102	103	104	105	106	107	108	109
yuqori ruxsat etilgan yuk, kg	800	825	850	875	900	925	950	975	1000	1030
Yuk indeksi	190	191	192	193	194	195	196	197	198	199
yuqori ruxsat etilgan yuk, kg	10600	10900	11200	11500	11800	12150	12500	12850	13200	13600

G'ildirash radiusi quyidagicha aniqlanadi:
Avtomobil g'ildirak radiuslar.

Avtomobil g'ildiragining quyidagi radiuslari mavjud:

1) r_o —ozod radius: tashqi kuchlar bilan yuklanmagan, ya'ni avtomobildan yechib olingan g'ildirakning xususiy radiusi;

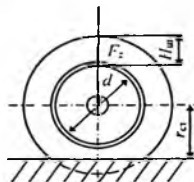
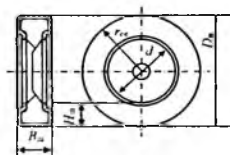
Shinaning ozod radiusi quyidagicha aniqlanadi:

$$r_o = 0.0254 \frac{d}{2} + \frac{B}{1000} \cdot \frac{\Delta}{100},$$

bu yerda: d — shina obodining diametri, dyuym;

B — shina profilining eni, mm;

Δ — shina profiligi mos kelgan balandlikning miqdori, %.



2) r_c —statik radius: normal og'irlik kuchi bilan yuklangan, qo'zg'almas g'ildirak markazidan yo'l sathiga bo'lgan masofa;

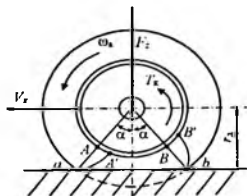
Avtomobil g'ildiragining statik radiusi quyidagicha aniqlanadi:

$$r_c = 0,0254 \frac{d}{2} + \frac{B}{1000} \cdot \frac{\Delta}{100} \cdot \lambda_w$$

λ_w –shinaning radial deformatsiya koeffitsiyenti.

$\lambda_w = 0,80 \div 0,85$ radial shinalar uchun;

$\lambda_w = 0,85 \div 0,90$ diagonal shinalar uchun;



3) r_g –dinamik radius: Dinamik radius r_d g'ildirakka kuch va

momentlar ta'sir etayotganda o'lchangan oniy radius bo'lib, amaliy masalalarni yechishda bu parametrlardan foydalanish noqulay. Dinamik radiuslarni aniqlash katta eksperimentlarni o'tkazishni talab etadi. Shu sababli kundalik hisoblashlar uchun g'ildirash radiusi r_i qabul qilingan.

4) r_k –g'ildirashdagi kinematik radius (g'ildirash radiust). G'ildirash radiusi r_k deb, shartli ravishda deformatsiyalanmaydigan va shataksiramaydigan g'ildirak radiusiga aytiladi. Bunday g'ildirakni real avtomobillarga o'rnatilganda uning chiziqli va burchak tezliklari elastik g'ildirakning chiziqli va burchak tezliklariga teng bo'lishi kerak. Yuqoridagi ta'rifga ko'ra $r_k \approx r_d$. Amalda $r_k \approx r_{st}$ deb qabul qilinsa, katta xato bo'lmaydi.

10.4-§. Dvigatel xarakteristikalarini tanlash

Dvigatel quvvati (kVt) quyidagi formula bilan topiladi:

$$N_e = \frac{1}{3,6\eta_{tr}} \left(G_a \psi N_{max} + \frac{k_b F_a v_{max}^3}{12,96} \right) \cdot 10^{-3},$$

bu yerda: $G_a = m \cdot g$ –avtomobilning to'la og'irligi, N;

ψ – yo'lining jami qarshilik koeffitsiyenti;

v_{max} –avtomobilning eng katta harakat tezligi, km/soat;

k_b – suyrilik koeffitsiyenti, $\frac{H \cdot c^2}{M^4}$;

$F_a = aBH$ –avtomobilning old yuzi (mideli), m^2 .

Dvigatel parametrlari haqida to'liq ma'lumot olish uchun tashqi tezlik xarakteristikasidan foydalaniladi. Tashqi tezlik xarakte-

ristikasi dvigatel quvvati N_e va burovchi moment M_e ning tirsakli val aylanishlar chastotasi n (ayl/min) yoki burchak tezligi ω ga (s^{-1}) bog'liqlik grafigi hisoblanadi.

Dvigatel quvvati N_e ning tirsakli val aylanishlar chastotasi n ga bog'liqligi $N_e = f(n)$ S.R.Leyderman empirik formulasi yordamida quyidagicha hisoblanadi:

$$N_e = N_s \left[a \left(\frac{n_s}{n_s} \right) + b \left(\frac{n_s}{n_s} \right)^2 - c \left(\frac{n_s}{n_s} \right)^3 \right],$$

bu yerda: n_s – dvigatel maksimal quvvatiga mos keluvchi tirsakli valning naminal aylanishlar chastotasi, ayl/min;

n_s – joriy vaqtdagi tirsakli val aylanishlar chastotasi;

a, b, c – dvigatel turiga bog'liq bo'lgan empirik koeffitsiyent, quyidagi jadvaldan tanlanadi (10.1-jadval).

10.1-jadval

Koeffitsiyentlar	Dvigatel			
	Karbyuratorli	Dizel		
		To'g'ridan-to'g'ri	Oldi kamerali	Uyurma hosil qiluvchi kamerali
a	1	0,5	0,7	0,6
b	1	1,5	1,3	1,4
c	1	1	1	1

Tashqi tezlik xarakteristikasini hisoblashda tirsakli valning minimal aylanishlar chastotasi n_{min} ning qiymatlari qabul qilish uchun quyidagilar tavsiya etiladi:

$n_{min} = 700 - 900$ ayl/min –benzinli dvigatellar uchun;

$n_{min} = 700 - 900$ ayl/min –dizel dvigatellari uchun.

Dvigatel maksimal quvvatiga mos keluvchi tirsakli val aylanishlar chastotasi n_s 2-jadvaldan tanlanadi.

Dvigatel burovchi momenti bilan tirsakli val aylanishlar chastotasining bog'liqlik $M_e = f(n)$ grafigi qurishda quyidagi formuladan topiladi:

$$M_{e_n} = 9,554 \cdot 10^3 \cdot \frac{N_{e_n}}{n_s}$$

Avigatel quvvatining tirsakli val aylanishlar chastotasiga bog'liqlik $N_e = f(n)$ grafigi qiymatlari karbyuratorli va dizel dvigatellari uchun S.R.Leyderman empirik formula yordamida hisoblanadi va grafigi quriladi. Burovchi moment bilan tirsakli val aylanishlar chastotasining bog'liqligi $M_e = f(n)$ grafigi karbyuratorli va dizel dvigatellari uchun yuqorida keltirilgan formula yordamida hisoblangan ma'lumotlar asosida quriladi.

10.2-jadval

Dvigatel tirsakli valining nominal aylanishlar chastotasi

Dvigatel turi	n_N , ayl/min
Yengil avtomobil dvigatellari	5200-5600
Karbyuratorli kichik yuk ko'taruvchanlikka ega yuk avtomobillari dvigatellari	4000-4500
Karbyuratorli o'rta yuk ko'taruvchanlikka ega yuk avtomobillari dvigatellari	3200-3600
Dizel dvigatelli yuk avtomobil dvigatellari	2200-2600

Hisob natijalari 10.3-jadvalga umumlashtiriladi, bu yerda $\omega = \frac{\pi n}{30}$ tirsakli valning burchak tezligi. Grafikni yuqori aniqlikda olish uchun hisoblashlar soni 10 tadan kam bo'lmashligi tavsiya etiladi.

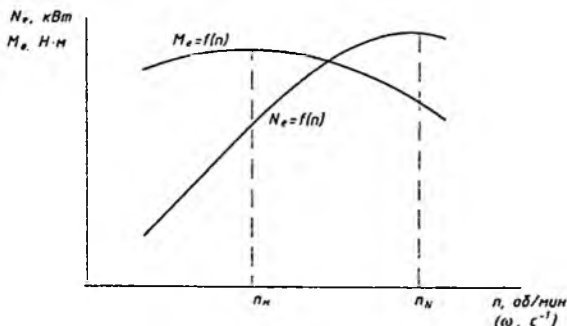
10.3-jadval

Dvigatelning tashqi tezlik xarakteristikasi hisobi natijalari

n , ning joriy qiymatlari, ayl/min	n_{min}	...	...	...	...	...	...	n_N	n_{max}
ω , ning joriy qiymatlari, s^{-1}									
N_e , kVt									
M_e , Nm									

10.3-jadval ma'lumotlari asosida $N_e = f(n)$ va $M_e = f(n)$ (yoki $N_e = f(\omega)$ va $M_e = f(\omega)$) grafiglari quriladi, bundan maksimal quvvatga mos keladigan aylanishlar soni aniqlanadi, hamda maksimal

burovchi momentga mos keluvchi tirsakli val aylanishlar soni (yoki tirsakli valning burchak tezligi) ni aniqlash mumkin.



10.1-rasm. Dvigatelning tashqi tezlik xarakteristikasi.

Transmissiya hisoblashlarini bajarishning keyingi bosqichlari uchun maksimal burrovchi moment $M_{\max}$ tanlanadi.

10.5-§. Avtomobil kuch uzatmasi parametrlarini tanlash

Avtomobil kuch uzatmasi parametrlarini aniqlash jarayonida asosiy uzatmaning uzatishlar soni i_{u} , uzatmalar qutisining uzatishlar soni (agar mavjud bo'lsa taqsimlash qutisining uzatishlar soni) hisoblab chiqiladi.

Avtomobil maksimal tezligini ta'minlaydigan asosiy uzatmaning uzatishlar soni i_{u} quyidagi formula bilan topiladi:

$$i_{\text{u}} = 0,377 \cdot \frac{n_{\max} \cdot r_L}{v_{\max}}$$

bu yerda: i_{u} – uzatmalar qutisi oxirgi uzatmasining uzatishlar soni.

Kichik va o'rta yuk ko'taruvchanlikka ega bo'lgan karbyuratorli dvigatel bilan jihozlangan yuk avtomobillari uchun oxirgi uzatmaning uzatishlar soni $i_{\text{u}} = 1$, dizel dvigatelli yuk avtomobillari uchun esa $i_{\text{u}} = 0,7 - 0,88$ ga teng deb olinadi. Yengil avtomobillar uchun agar to'rt pog'onali uzatmalar qutisi bilan

jihozlangan bo'lsa oxirgi uzatmaning uzatishlar soni $i_{\text{ov}} = 1$, agar besh pog'onali uzatmalar qutisi bilan jihozlangan bo'lsa $i_{\text{ov}} = 0,8 - 0,88$ ga teng deb olinadi.

Besh pog'onali uzatmalar qutisi bilan jihozlangan yengil avtomobillarda, maksimal tezlikni ta'minlovchi to'rtinchi pog'onasida uzatishlar soni 1 ga teng. Asosiy uzatmaning uzatishlar sonini aniqlashda oxirgi uzatmaning uzatishlar sonini $i_{\text{ov}} = 1$ ga teng deb olish mumkin.

Zamonaviy yengil avtomobillarning asosiy uzatmasining uzatishlar soni 3,3-5,1; bitta asosiy uzatmali yuk avtomobillari uchun 5-7; ikkita asosiy uzatmali yuk avtomobillari uchun 6,5-9,0 oralig'ida qabul qilinadi.

Uzatmalar qutisi birinchi uzatmasining uzatishlar soni quyidagi shartlar asosida tanlanadi:

1. Avtomobilning maksimal yo'l qarshiligi bo'yicha uzatishlar sonini aniqlash:

$$i_1 = \frac{G_a \cdot \psi_{\text{max}} \cdot r_k}{M_{r\text{max}} \cdot \eta_n \cdot i_o}$$

bu yerda: ψ_{max} - yo'lning maksimal umumiy qarshilik koeffitsiyenti (hisoblashlarda $\psi_{\text{max}} = 0,35 - 0,4$ yengil avtomobillar uchun, $\psi_{\text{max}} = 0,35 - 0,5$ yuk avtomobillari uchun qabul qilinadi); G_a - avtomobilning to'la og'irligi.

2. Avtomobilning to'la massasi taqsimlanishi bo'yicha uzatishlar sonini aniqlash:

$$i_1 = \frac{G_m \cdot \varphi \cdot r_k}{M_{r\text{max}} \cdot \eta_n \cdot i_o}$$

bu yerda: φ - ilashish koeffitsiyenti (quruq asfaltlarga yo'l uchun $\varphi = 0,7 - 0,8$); G_m - avtomobil o'qqa tushgan og'irligi, avtomobil massasining yetakchi o'qqa tushgan og'irligiga teng.

Avtomobilning o'qqa tushgan og'irligi quyidagi formula bilan aniqlanadi:

$$G_m = k_m \cdot G_a$$

bu yerda: k_m - avtomobilning o'qqa tushgan og'irligi koeffitsiyenti.

Yuk avtomobillari uchun o'qqa turgan og'irlik koeffitsiyenti $k_m = 0,67 - 0,75$, zamonaviy kompanovkali yengil avtomobillar uchun (dvigatel oldinda joylashgan va oldingi o'q yetakchi) $k_m = 0,53 - 0,57$,

klassik kompanovkali avtomobillar uchun (dvigatel oldinda joylashgan orqa o'q yetakchi) $k_m = 0,55-0,55$, yuqori o'tag'onlikka ega bo'lgan avtomobillar uchun $G_m = G_o$ qiymatlar qabul qilingan.

3. O'ratilgan yo'l sharoitlarida minimal barqaror tezlikni v_m ta'minlash sharti bo'yicha uzatishlar sonini aniqlash:

$$i_1 = 0,377 \cdot \frac{n_{mun} \cdot r_k}{i_{ou} \cdot v_{mi}}$$

bu yerda: $v_m = 4-5$ km/soat — o'rtacha o'tag'onlikka ega avtomobillar uchun;

$v_m = 3-4$ km/soat — yuqori o'tag'onlikka ega avtomobillar uchun.

Loyihalalanayotgan topshiriqda uzatishlar soni hisoblangan qiymatlardan oshishi kerak.

Yengil avtomobillar uzatmalar qutisi birinchi uzatmasining uzatishlar soni odatda $i_1 = 3,4-4,4$, yuk avtomobillarida $i_1 = 6,0-8,5$ oralig'ida hisoblanadi.

Uzatmalar qutisi oraliq uzatmalarining uzatishlar soni geometrik progressiya yoki gormonik qator usullari yordamida aniqlanadi. Geometrik progressiya usuli yordamida uzatmalar qutisi oraliq pog'onalarining uzatishlar soni quyidagi formula yordami aniqlanadi:

$$i_m = (n-1) \sqrt[n-1]{i_1^{(n-m)} \cdot i_{ou}^{(m-1)}}$$

bu yerda: m —aniqlanayotgan pog'onaning tartib raqami;

n — uzatmalar qutisining pog'onalar soni, orqaga yurish pog'onasi hisobga olinmagan holdi.

Uzatmalar qutisi oraliq pog'onalarining uzatishlar sonini aniqlash jarayonida uzatishlar orasidagi farq past pog'onadan yuqori pog'onaga qarab 5-15 % dan ortadi, yuqori pog'onadan past pog'onaga qarab 5-15 % dan kamayadi.

Uzatmalar qutisi uzatishlar sonini aniqlaganda quyidagi ko'rsatmalarga amal qilish zarur:

$$\frac{i_1}{i_2} \geq \frac{i_2}{i_3} \geq \frac{i_3}{i_4} \geq \frac{i_4}{i_5}$$

Uzatmalar qutisi uzatishlar sonini hisoblash yakunida talab qilingan oraliqni hisobga olish zarur, ya'ni uzatmalar qutisi birinchi pog'onasi uzatishlar sonining oxirgi pog'onasi uzatishlar soniga

nisbati $D = \frac{i_1}{i_{\text{uz}}}$. Zamonaviy yengil avtomobillarda $D=3.5-4.5$. Kichik va o'rta yuk ko'tarish qobiliyatiga ega bo'lgan avtomobillarda $D=6.5-8.5$, ya'ni uzatmalar qutisining pog'onalari soni 4 yoki 5 pog'onali bo'lganda. Zamonaviy yuk avtomobillarida (uzatmalar qutisining pog'onalari soni 20 tagacha bo'lgan) $D=25$ bo'lishi mumkin, bu avtomobillardan turli xil yo'l sharoitlaridan samarali foydalanish imkonini beradi.

10.6-§. Avtomobilning tortish-tezlik xususiyatlarini baholash

Avtomobilning tortish-tezlik xususiyatlarini tahlil qilish dvigatel va transmissiya parametrlarini tanlashning to'g'riligini baholash uchun amalga oshiriladi. Buning uchun kuch va quvvatlar balansi usuli, dinamik xarakteristika usuli, tezlik grafigi, tezlanish vaqti va yo'li usullaridan foydalaniladi.

Kuchlar muvozanati usuli tahlili transport vositasining oldinga harakatlantiruvchi va harakatga qarshilik qiluvchi kuchni ta'minlaydigan kuchlar tahlili asosida amalga oshiriladi.

Kuchlar balansi tenglamasi quyidagi ko'rinishga ega:

$$P_T = P_f + P_h + P_w + P_j$$

bu yerda: P_T – tortish kuchi, N;

P_f – g'ildirashga qarshilik kuchi, N;

P_h – balandlikka chiqishga qarshilik kuchi, N;

P_w – havoning qarshilik kuchi, N;

P_j – tezlanish olishga qarshilik kuchi, N.

Tortish kuchi uzatmalar qutisi har bir pog'onasi uzatishlar soni bo'yicha quyidagi ifodadan aniqlanadi:

$$P_T = \frac{M_e \cdot i_{\text{av}} \cdot i_{\text{uz}} \cdot \eta_{tr}}{r_k}$$

bu yerda: M_e – dvigatel tirsakli valining burovchi momenti, $H \cdot m$;

i_{av} – asosiy uzatmaning uzatishlar soni;

i_{uz} – uzatmalar qutisi pag'onalarining uzatishlar soni (har bir pog'ona uchun alohida-alohida hisoblanadi);

η_o – transmissiyaning foydali ish koeffitsiyenti;

r_k – g'ildirash radiusi.

Avtomobilning har bir uzatmadagi tezligi quyidagi formula yordamida hisoblanadi:

$$v_i = 0,377 \cdot \frac{n_i \cdot r_k}{i_{av} \cdot i_{ug}}$$

Har bir uzatmadagi hisoblash natijalari 5 va 6 jadvalga kiritiladi.

10.4-jadval

Har bir uzatma uchun tortish –tezlik xususiyatlarini baholash

n , ning joriy qiymatlari, ayl/min	n_{min}	...	...	...	...	...	...	n_N	n_{max}
v_i , km/soat									
P_f , N									
N_f , kVt									
P_w , N									
D_o									
J_u , m/s ²									

10.5-jadval

Quvvat balansi va harakatga qarshilik qiluvchi kuchlar hisobi
natijalari

n , ning joriy qiymatlari, aylG·min	n_{min}	...	...	...	...	...	...	n_N	n_{max}
v_i , km/soat									
P_f , N									
P_h , N									
P_w , N									
P_f , N									
N_f , kVt									
N_h , kVt									

N_{Σ} , kVt									
N_{Σ} , kVt									

Hisoblash natijalari bo'yicha $n_r = f(v)$ bog'liqlik grafigi quriladi.

Avtomobilning bir me'yordagi harakati davomida kuchlar xarakteristikasi harakatga jami qarshilik kuchi bilan bog'liq hisoblanadi (avtomobilning tezlanishga qarshilik kuchi $P_f = 0$).

G'ildirashga qarshilik kuchi quyidagi formula bilan aniqlanadi:

$$P_f = m_a \cdot g \cdot f_v \cdot \cos \alpha$$

bu yerda: α – avtomobilning balandlikka chiqishdagi yo'lining qiyalik burchagi.

Avtomobil to'g'ri yo'lda harakatlanganda ushbu ifoda $P_f = m_a \cdot g \cdot f_v$ ga teng deb olinadi. f_v – g'ildirashga qarshilik koeffitsiyenti.

Avtomobilning balandlikka chiqishga qarshilik kuchi:

$$P_f = m_a \cdot g \cdot \sin \alpha$$

4-5^o gacha bo'lgan yo'l qiyaliklarida $P_f = m_a \cdot g \cdot i$ ga teng bo'ladi.

Bu yerda i – yo'lining qiyalili, yo'lining ko'tarilish balandligining yo'l uzunligiga nisbatiga teng.

Havoning qarshilik kuchi:

$$P_w = k_b \cdot F_a \cdot v_a^2$$

bu yerda: v_a – avtomobilning harakat tezligi, m/s.

Kurs ishini hisoblashda asfalt qoplamali gorizantal yo'lda harakatlanayotgan transport vositasi tanlanadi, bu yerda tezlanishga qarshilik kuchi hamda balandlikka chiqishga qarshilik kuchi hisobga olinmaydi.

Avtomobil harakatiga yuqori uzatmalardan jami qarshilik kuchlari yig'indisi quyidagicha hisoblanadi:

$$P_{\Sigma} = P_f + P_w$$

Quvvatlar balansini tahlil qilish usuli avtomobilning yetakchi g'ildiraklariga olib kelingan quvvat va harakatga qarshilik kuchlarini yengishga sarflangan quvvatlar tahlili bilan amalga oshiriladi.

Quvvatlar balansi quyidagi tenglama bilan aniqlanadi:

$$N_T = N_e \cdot \eta_n = N_f + N_h + N_w + N_j$$

bu yerda: N_f – avtomobil yetakchi g'ildiraklariga olib kelingan quvvat;

N_f – g'ildirashga qarshilik kuchini yengishga sarflangan quvvat;

N_h – balandlikka chiqishga qarshilik kuchini yengish uchun sarflangan quvvat;

N_w – havoning qarshilik kuchini yengish uchun sarflangan quvvat;

N_j – tevlanish olishga qarshilik kuchini yengish uchun sarflangan quvvat.

Avtomobilning yetakchi g'ildiraklariga olib kelingan quvvat N_f (kVt) quyidagi formula yordamida hisoblanadi:

$$N_f = \frac{P_f \cdot v_f}{1000}$$

Avtomobilning g'ildirashga qarshilik kuchini yengishga sarflangan quvvat N_f , kVt:

$$N_f = \frac{P_f \cdot v_f}{1000}$$

Balandlikka chiqishga qarshilikni yengish uchun sarflangan quvvat N_h , kVt:

$$N_h = \frac{P_h \cdot v_f}{1000}$$

Havoning qarshiligini yengishga sarflangan quvvat N_w , kVt:

$$N_w = k_b \cdot F_a \cdot v_f^3$$

Kurs ishini hisoblash va quvvat balansi grafigini qurishda avtomobilning tekis gorizontaal yo'ldagi harakati tanlanganligi uchun, balandlikka chiqish uchun sarflangan quvvat hamda tevlanish olish uchun sarflangan quvvatlar hisobga olinmaydi. Hisoblash natijalari 10.4 va 10.5-jadvallarga qayd etiladi.

Avtomobil harakatiga qarshilikni yengishga sarflangan quvvatlar yig'indisi quyidagi ifoda bilan aniqlanadi:

$$N_{\Sigma} = N_f + N_w$$

Hisoblash natijalari 10.5-jadvalga qayd etiladi.

Hisoblash natijalari bo'yicha $N_f = f(v)$ bog'liqlik grafigi quriladi.

Dinamik xarakteristika avtomobil dinamik omilining har bir uzatmasidagi tezligiga bog'liq holda tahlil qilinadi.

Dinamik omil quyidagi tenglama yordamida hisoblanadi:

$$D_a = \frac{P_f - P_w}{G_a}$$

Yengil avtomobil uchun dinamik omilning maksimal qiymati (birinchi uzatmada) $D_a = 0,30 - 0,45$, g'ildirak formulasi $4 \times 2, 6 \times 4$ bo'lgan yuk avtomobillari uchun (taqsimlar qutisi mavjud bo'lmagan) $D_a = 0,28 - 0,35$ ga teng bo'ladi.

Avtomobilning har bir tezlikdagi dinamik xarakteristika $D_a = f(v)$ si quriladi. Dinamik omil qiymatlari har bir harakat tezligi uchun hisoblab chiqiladi. Hisoblash natijalar 10.4-jadvalga kiritiladi. Hisoblash natijalari bo'yicha avtomobilning dinamik xarakteristikasi quriladi.

Ishlash sharoitiga qarab transport vositasining harakatlanish mumkinligini aniqlash uchun dinamik xarakteristikaning grafigi yuklanish nomogrammasi bilan to'ldiriladi. Yuklanmagan avtomobil uchun dinamik omilning o'lchovi quyidagi formula bilan topiladi:

$$a_0 = a_a \cdot \frac{m_0}{m_a}$$

bu yerda: a_a – to'la yuklangan transport vositasining dinamik omili shkalasi masshtabi, mm;

m_0 – avtomobilning yuklanmagan massasi, kg.

Dinamik xarakteristika grafigining umumiy ko'rinishining yuklanish nomogrammasi bilan ilovada keltirilgan.

10.7-§. Avtomobilning tezlanish qobiliyati

Avtomobilning tekis harakat davri uning ish vaqtiga nisbatan ancha kam. Masalan, shaharda ishlatiluvchi avtomobillar tekis (15...25%), tekis tezlanuvchan (30...45%), nakat hamda tormozlanish (30...40%) bilan xarakterlanadi.

O'zgaruvchan harakatdagi avtomobil dinamikasi, tezlanish va tezlikning o'zgarishi uchun zarur bo'lgan vaqt, hamda yo'l bilan o'lchanadi.

Avtomobilning tezlanishini aniqlash va grafigini ko'rish.

Dinamik formulasidan avtomobilning tezlanishini aniqlaymiz:

$$j_a = \frac{D_a - \psi_v}{\delta} \cdot g$$

bu yerda: ψ_v – maksimal tezlikdagi yo'lining umumiy qarshilik koeffitsiyenti;

D_a – har bir uzatmadagi dinamik faktorning oraliq qiymati.

Dvigatel va transmissiyaning konstruktiv parametrlariga bog'liq bo'lgan koeffitsiyent δ quyidagi formula bilan aniqlanadi:

$$\delta = 1 + a_1 + a_2 \cdot i_{uq}^2$$

bu yerda: a_1 va a_2 – o'zgarmas koeffitsiyent ($a_1 = 0.03 - 0.05$; $a_2 = 0.04 - 0.06$ -yuk ko'taruvchanlik qobiliyati yuqori bo'lsa past qiymatlar olinadi).

Kurs ishida avtomobilning tezlanish grafigi gorizantal yo'lda harakatlanayotgan avtomobil uchun hisoblanadi va quriladi. Avtomobil harakatiga bog'liq holda yo'lining jami qarshilik koeffitsiyenti yuqorida keltirilgan formulaga asosan olinadi.

Har bir uzatma uchun hisoblash natijalari 10.4 va 10.5-jadvallarga kiritiladi.

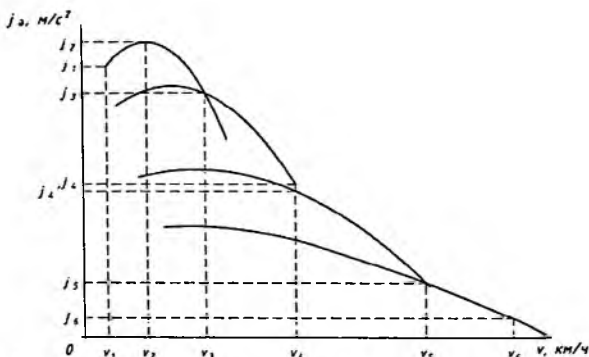
Hisoblash natijalari bo'yicha bo'yicha $j_a = f(v)$ bog'liqlik grafigi quriladi.

Tezlanish olishning vaqti va yo'li tezliklar intervali uchun grafoanalitik usulda aniqlanadi.

Tezliklarning v_1 va v_2 oraliqlari uchun o'rtacha tezlanish $j_{a,1}$ quyidagiga teng:

$$j_{o,r1} = \frac{j_1 + j_2}{2}$$

bu yerda: j_1, j_2 – tezliklarning boshlang‘ich va oxirgi oraliqlaridan tezlanish.



10.2-rasm. Tezlanishlarning oraliqlar bo‘yicha ajralish grafigi.

v_1 va v_2 oraliqlarda tezlikning o‘zgarishi quyidagicha aniqlanadi:

$$\Delta v_1 = v_2 - v_1$$

v_1 va v_2 oraliqlarda tezlanish o‘zgarishiga ketgan vaqt

$$\Delta t_1 = \frac{\Delta v_1}{j_{o,r1}}$$

Tezliklarning v_2 va v_3 oraliqlari uchun o‘rtacha tezlanish $j_{o,r2}$ quyidagiga teng:

$$j_{o,r2} = \frac{j_2 + j_3}{2}$$

v_2 va v_3 oraliqlarda tezlikning o‘zgarishi quyidagicha aniqlanadi:

$$\Delta v_2 = v_3 - v_2$$

v_2 va v_3 oraliqlarda tezlanish o‘zgarishiga ketgan vaqt.

$$\Delta t_2 = \frac{\Delta v_2}{j_{o'r2}}$$

Tezlanish olish vaqti har bir uzatma uchun xuddi shu tartibda aniqlanadi. Uzatmalarni almashtirish uchun ketgan vaqtni hisobga olmasak, avtomobilning umumiy tezlanish olish vaqti quyidagicha aniqlanadi:

$$t_{\Sigma} = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \dots + \Delta t_n$$

bu yerda: $\Delta t_1, \Delta t_2, \dots, \Delta t_n$ – tegishli tezlik oraliqlarida avtomobilning tezlanish olish vaqti.

Tezlanish olish yo'li S_{Σ} hisoblashda har bir tezlik oralig'ida avtomobil o'rtacha tezlik bilan teng ravishda harakatlanadi deb olinadi. v_1 va v_2 oraliqlarda avtomobilning o'rtacha tezligi quyidagiga teng bo'ladi:

$$v_{o'r1} = \frac{j_1 + j_2}{2}$$

v_1 va v_2 oraliqlarda avtomobilning tezlanish olish masofasi

$$\Delta S_1 = v_{o'r1} \cdot \Delta t$$

Avtomobil tezlanish olishining umumiy yo'li S_{Σ} ni quyidagicha aniqlash mumkin:

$$S_{\Sigma} = \Delta S_1 + \Delta S_2 + \dots + \Delta S_n$$

bu yerda: $\Delta S_1, \Delta S_2, \dots, \Delta S_n$ – tegishli tezlik oraliqlarida avtomobilning bosib o'tgan yo'li.

Nazorat savollari:

1. Avtomobilning og'irligi qanday aniqlanadi?
2. G'ildirak radiuslarining qanday turlari bor?
3. G'ildirakning statik radiusi qanday aniqlanadi?
4. Quvvatni hisoblash formulasi qanday ifodalanadi?
5. Dinamik omil.
6. Dinamik pasport.
7. Avtomobilning tortish-tezlik xususiyatlari.
8. Avtomobilning tezlanish qobiliyati qanday aniqlanadi?

9. Avtomobil kuch uzatmasining parametrlarini tanlash.
10. Avtomobillarning yonilg'i tejamkorligi qanday aniqlanadi?
11. Avtomobilning tortik kuchi qanday omillarga bog'liq.
12. Tezlanish olish uchun ketgan vaqt qanday aniqlanadi?

FOYDALANILGAN ADABIYOTLAR

1. Muxitdinov A.A. va boshqalar. Avtomobillar. konstruksiya asoslari. – T.:«Istiqlol nuri», 2016.
2. Muxitdinov A.A. va boshq. Transport vositalarini loyihalash va hisoblash. – T.:«Fan va texnologiyalar», 2014.
3. Muxitdinov A.A., Sattivaldiev B., Xakimov Sh.K. Transport vositalarining tuzilishi (Design of vehicles). – T.: “Ta’lim nashriyoti”, 2014.
4. Qodirov S.M. va Qodirxonov M.O. Dvigatel va avtomobillar nazariyasi. T.;«O‘qituvchi». 1981.
5. Mamatov X.M. va boshqalar. Avtomobillar. . T.; «O‘qituvchi», 1982.
6. Qodirxonov M.O., Rasulov G.G. Avtomobil nazariyasidan masalalar to‘plami. T.; «O‘qituvchi», 1996.
7. Латипов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобил. Теория эксплуатационных свойств. М.; «Машиностроение», 1989.
8. X.M.Mamatov. Avtomobillar. (Avtomobillar konstruksiyasidan programmalashtirilgan o‘quv qo‘llanma). T.; «O‘qituvchi», 1986.
9. Е.И.Удлер, Н.Н.Шевченко, В.Р.Фукс. Автомобили. Курсовой проект. Т.;Издательство ТГАСУ, 2014.
10. Agnew.W.G. “Automotive Fuel Economy Improvement”, General Motors Research Publication GMR-3493.
11. Coon C.W. and Wood C.D. Improvement of Automobile Fuel Economy, - SAE Paper 740969, october, 1984.
12. Joshida E. Namura H., Hozaki H., etal Jasoline Volatility Hot Weather Driveability of Japanese cars. Motor vehicle technology.

MUNDARIJA

Kirish	3
1-BOB. AVTOMOBILLAR KONSTRUKSIYASI	5
1.1-§. Avtomobillarning rivojlanish tarixi	5
1.2-§. O'zbekistonda avtomobilsozlikning rivojlanish bosqichlari	9
1.3-§. Avtomobillar haqida umumiy ma'lumot.....	13
1.4-§. Avtomobil konstruksiyasiga qo'yiladigan talablar.....	20
1.5-§. Yuklanish va hisoblash rejimlari	27
2-BOB. ILASHISH MUFTALARI	35
2.1-§. Ilashish muftasining tasnifi va qo'llanilishi	35
2.2-§. Ilashish muftasiga qo'yiladigan talablar	40
2.3-§. Friksion ilashish muftasining ish jarayoni.	45
2.4-§. Ilashish muftasidagi yuklanishlar	48
2.5-§. Ilashish muftasi detallarini mustahkamlikka hisoblash. 53	
3-BOB. UZATMALAR QUTILARI.....	58
3.1-§. Uzatmalar qutisining vazifasi va tasnifi	58
3.2-§. Pog'onali uzatmalar qutisining sxemalari	63
3.3-§. Tarqatish qutilari	66
3.4-§. Uzatmalar qutisidagi yuklanishlar	70
3.5-§. Uzatmalar qutisini tekshirish va hisoblash.....	73
3.6-§. Pog'onasiz uzatmalar.....	79
4-BOB. KARDAN UZATMALAR	93
4.1-§. Kardanli uzatmaning tasnifi va qo'llanilishi.	93
4.2-§. Burchak tezliklari teng bo'lmagan (asinxron) kardan sharnirlarining kinematikasi va dinamikasi.	96
4.3-§. Burchak tezliklari teng bo'lgan (sinxron) kardan sharnirlarining kinematikasi va tahlili.	98
4.4-§. Kardanli uzatmadagi yuklanishlar	100
4.5-§. Krestovina va sinxron kardan sharnirini hisoblash	102
5-BOB. ASOSIY UZATMA, DIFFERENSIAL VA YARIM O'QLAR.....	105

5.1-§. Asosiy uzatma konstruksiyasi, tahlili va uni hisoblash.....	105
5.2-§. Differensial konstruksiyasi, tasnifi va uni hisoblash...	111
5.3-§. Yarim o'qlar konstruksiyasi, tasnifi va uni hisoblash .	115
6-BOB. RUL BOSHQARMASI	118
6.1-§. Rul boshqarmasining vazifasi va tasnifi	118
6.2-§. Rul boshqarmasining asosiy texnik parametrlari	122
6.3-§. Rul mexanizmlari va ularni baholovchi parametrlar...	124
6.4-§. Rul mexanizmlarining tahlili	126
6.5-§. Rul yuritmalari va rul trapetsiyalari.....	130
6.6-§. Rul boshqarmasidagi yuklanishlar.....	134
7-BOB. TORMOZ BOSHQARMASI	139
7.1-§. Tormoz tizimining tasnifi va unga qo'yiladigan talablar.....	139
7.2-§. Tormoz mexanizmini baholovchi mezonlar va tahlili.	142
7.3-§. Tormoz yuritmalari.....	148
7.4-§. To'g'ri va teskari yo'nalishdagi tormoz kranlari.	156
7.5-§. Tormoz tizimlaridagi yuklanishlar va tormoz mexanizmini hisoblash	160
8-BOB. OSMALAR	167
8.1-§. Osmalarning vazifasi	167
8.2-§. Osmalarning tasnifi va qo'llanilishi.....	170
8.3-§. Osmalarning kinematik sxemalari.	174
8.4-§. Osmaning yo'naltiruvchi elementi.....	177
8.5-§. Osmaning so'ndiruvchi elementi.	178
8.6-§. Osmalardagi yuklanishlar.	184
8.7-§. Elastik elementlardagi yuklanishlar.....	185
8.8-§. So'ndiruvchi elementni hisoblash.....	188
9-BOB. KO'PRIKLAR VA G'ILDIRAKLAR.	191
9.1-§. Ko'priklarning vazifasi va tasnifi	191
9.2-§. Ko'prik konstruksiyalarining tahlili.....	194
9.3-§. Ko'priklardagi yuklanishlar.....	197
9.4-§. G'ildiraklar tasnifi va qo'llanilishi.....	200

9.5-§. Shinalar tasnifi va qo'llanilishi	205
10-BOB. AVTOMOBILLARNING KUCH HISOB	212
10.1-§. Asosiy parametrlarni tanlash.....	212
10.2-§. Avtomobil to'la massasining o'qlarga taqsim-- lanishi.....	214
10.3-§. G'ildirakka shina tanlash va g'ildirak radiusni aniqlash	215
10.4-§. Dvigatel xarakteristikalarini tanlash	218
10.5-§. Avtomobil kuch uzatmasi parametrlarini tanlash.....	221
10.6-§. Avtomobilning tortish-tezlik xususiyatlarini baholash	224
10.7-§. Avtomobilning tezlanish qobiliyati.....	229
FOYDALANILGAN ADABIYOTLAR	233

QAYDLAR UCHUN

B.Ya.Begmatov, L.M.Mamayeva

**AVTOMOBILLAR
KONSTRUKSIYASI VA HISOBI**

«Excellent Polygraphy»

Muharrir: I.Nishonboyeva

Musahhih: A.Abdusalilov

Sahifalovchi: V.Sanoyev

Dizayner: N.Ablayev



978-9943-6248-2-5



9 789943 624825

