

M. KURGANBEKOV, A. MOYDINOV

MASHINA DETTALLARI

I qism



TOSHKENT

438
621.8(075)
V.94

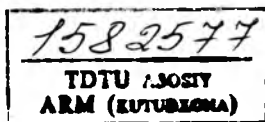
JO'ZBEKISTON RESPUBLIKASI OLIY VA O'RTA MAXSUS
TA'LIM VAZIRLIGI

M. KURGANBEKOV, A. MOYDINOV

MASHINA DETALLARI

I qism

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



Toshkent – 2015

UO'K 621.81(075)
KBK 34.44ya73
Q-82

Q-82 M.Kurganbekov, A.Moydinov. Mashina detallari. O'quv qo'llanma.
I qism. – T.: «Fan va texnologiya», 2015, -164 b.

ISBN 978-9943-983-93-9

Texnika fanlari doktori, professor Sh. A. Shoobidovning umumiy tahriri ostida

O'quv qo'llanmada mashinasozlikning turli tarmoqlarida ko'plab ishlatiladigan detal va uzellar, tishli, chervyakli va friksion uzatmalarning tuzilishi, harakatni uzatish tarzi, afzallik va kamchiliklari, geometrik o'lchamlari, kinematik parametrlari, ularni hisoblash, tayyorlanadigan materiallari to'g'risida ma'lumotlar keltirilgan. O'quv qo'llanma «Mashina detallari» fanining namunaviy va ishchi o'quv dasturiga binoan ishlab chiqilgan. O'quv qo'llanma mexanik va boshqa ixtisoslikdagi talabalar hamda professor-o'qituvchilar uchun mo'ljallab tuzilgan.

В учебном пособии приведены сведения об устройстве, принципах передачи движения, оценке, геометрических размерах, кинематических параметрах. Рассмотрены их расчет, материалы деталей и узлов, зубчатых, червячных и фрикционных передач, применяемых в различных отраслях машиностроения. Учебное пособие соответствует образцовой и рабочей учебной программ курс «Детали машин». Учебное пособие составлено для студентов и профессорско-преподавательского состава механических и других специальностей высших образовательных учреждений.

The tutorial provides information about the structure and principles of the motion transmission, evaluation, geometrical dimensions, kinematic parameters, their calculation, materials of details and components, gears, worm and friction gears in various branches of engineering. Tutorial complies to reference and working curriculum for the course of 'Machine Elements'. Purposed for the students, professional and teaching staff in higher educational establishment in a field of Mechanics.

UO'K 621.81(075)
KBK 34.44ya73

Taqrizchilar:

A.A. Rizayev – O'zR Fanlar akademiyasining mexanika va inshootlarning seysmik mustahkamligi instituti direktori, texnika fanlari doktori, professor;

U.H. Qo'chqorov – Toshkent davlat texnika universiteti dotsenti, texnika fanlari nomzodi.

ISBN 978-9943-983-93-9

©Toshkent davlat texnika universiteti, 2015-y.
©«Fan va texnologiya» nashriyoti, 2015-y.

KIRISH

O'quv qo'llanma «Mashina detallari» fanining namunaviy va ishchi-o'quv dasturlariga binoan tuzilgan. O'quv qo'llanmaning asosiy mazmuni uni tuzuvchilar Toshkent davlat texnika universitetining Mexanika-mashinasozlik va boshqa fakultet talabalariga bir necha o'quv yillardagi o'qiyotgan ma'ruzalariga mos keladi. Shu bilan birga qo'llanmada talabalar fanni o'zlashtirishda qiynaladigan ba'zi muammoli mavzular va qo'shimcha ma'lumotlar kengroq bayon etildi. Qo'llanmadagi ma'lumot ko'rinishidagi jadvallar asosiy nazariy holatlar va xulosalarni isbot qilish maqsadida keltirilgan bo'lib, ular batafsil va to'liq ko'rinish holatlaridan qisqartirib keltirilgan. Hisobiy formulalarni keltirishda oraliq soddalashtirishlar va o'zgartirishlar zarur bo'lmagan hollarda tushirib qoldirildi. Lekin bunday qisqartirishlar izohlanayotgan mavzular va ularning asosiy mohiyatlarini tushuntirishga xalaqit bermaydi. Talabalarning o'zlari bunday qisqartirish va soddalashtirish natijalarini keltirib chiqarishlari mumkin. Hamma bo'limlarda talabalarning o'zlashtirishini to'g'ri yo'naltirish maqsadida nazorat savollari keltirilgan.

«Mashina detallari» fani mashina va mexanizmlarni loyihalash asosini o'rganadigan hisobiy konstruktorlik fanlarining birinchisi hisoblanadi. Aynan bu fan asoslarini o'rganish va o'zlashtirish bo'lg'usi mutaxassislar tayyorgarligida poydevor hosil qilishda katta ahamiyatga ega. Shu bilan birga, bu fan umummuhandislik tayyorgarligini yakunlovchi qismiga kirib, avval o'tilgan nazariy mexanika, materiallar qarshiligi, mexanizm va mashinalar nazariyasi, o'zaro almashuvchanlik, standartlashtirish, texnik o'lchashlar, konstruksion materiallar texnologiyasi, materialshunoslik asoslari, mashinasozlik chizmachiligi va shu kabi fanlarning asosiy holatlari va masalalariga tayanadi.

Qo'llanma 2 bo'lim, 5 bobdan iborat bo'lib, 1-bo'limning mavzusiga 2 bob kiritilgan. Ularda mashina detallarining asosiy holatlari, ularni hisoblashning asoslari, materiallari, ishchanlik qobiliyatlari me'yorlari va ularni ta'minlash asoslari yoritilgan.

Ikkinchi bo'limdagi boblarda mexanik uzatmalar – tishli, chervyakli va friksion uzatmalarning mavzulari yoritilgan. Qo'llanmaning I qismida

uzatmalarning asosiy turlaridan tasmali va zanjirli uzatmalar kiritilmaganining sababi, o'quv qo'llanmaning hajmi chegaralanganligidir. «Mashina detallari» fanini o'rganishning uzatmalardan boshlanishining asosiy sababi kurs loyihasi topshiriqlarining asosiy mavzusini mexanik yuritmalar tarkibidagi uzatmalarni hisoblash tashkil etadi. Shu sababli, fanning uzatmalardan boshlanishi kurs loyihalari topshiriqlariga mos kelib, ularni o'zlashtirish va hisoblash hamda loyihalashni avvalroq boshlashga imkon beradi.

Qo'llanmadagi ikkinchi bo'limda avval tishli uzatmalar, so'ngra chervyakli uzatmalarning yoritilishi mexanik ilashma asosida ishlaydigan bu ikki uzatma reduktorlarining tarkibida ko'p qo'llanishi bilan bog'liq.

BIRINCHI BO' LIM

MASHINA DETALLARI VA ULARNI HISOBLASH BO'YICHA UMUMIY HOLATLAR

I. MASHINA DETALLARINING UMUMIY HOLATLARI

Mashinalarni loyihalashda ularning detallarini yengil, yetarli darajada mustahkam, yeyilishga chidamli, shakli oddiy, ishlatilishi qulay va xavfsiz, davlat standartlarida qo'yilgan talablarga javob beradigan bo'lishiga erishish zarur. Bunday detallarni loyihalash asoslarini «Mashina detallari» kursida o'rganiladi. «Mashina detallari» kursi hisobiy konstruktorlik kurslarining birinchisi bo'lib, bu kursda mashina va mexanizmlarni loyihalashning asoslari o'rganiladi.

1.1. Mashina detallari bo'yicha umumiy tushunchalar. Fanning qisqacha tarixi

Bir qancha detallardan tuzilgan mexanizmlar majmuidan iborat ma'lum ish bajarish uchun mo'ljallangan vosita **mashina deyiladi**.

Har bir mashina uch guruh: *harakatlantiruvchi, ijro etuvchi va uzatuvchi* mexanizmlardan tuzilgan.

Har qanday mashina (mexanizm) **detailardan** tuziladi.

Mashinaning yig'ish operatsiyasiz tayyorlangan qismi **detal** deyiladi. Detal bir xil materialdan tayyorlanadi.

Detailar sodda (gayka, shponka va sh.k.) yoki murakkab (tirsakli val, reduktor korpusi, stanok staninasi va sh.k.) bo'ladi.

Detailar qisman yoki to'laligicha uzellarga birlashadi.

Uzel – tugallangan yig'ma birlik bo'lib, ular umumiy funksional vazifali bir qator detallardan yig'ilgan bo'ladi. Masalan, dumalash podshipnigi, mufta, reduktor. Murakkab uzellar bir necha sodda uzellardan tuzilgan bo'lishi mumkin. Masalan, reduktor tarkibida bir necha podshipnik, tishli g'ildiraklar o'rnatilgan vallar bo'lishi mumkin.

Demak, **mashina** – uzellardan, uzellar esa detailardan tuzilgan bo'ladi.

uzatmalarning asosiy turlaridan tasmali va zanjirli uzatmalar kiritilmaganining sababi, o'quv qo'llanmaning hajmi chegaralanganligidir. «Mashina detallari» fanini o'rganishning uzatmalardan boshlanishining asosiy sababi kurs loyihasi topshiriqlarining asosiy mavzusini mexanik yuritmalar tarkibidagi uzatmalarni hisoblash tashkil etadi. Shu sababli, fanning uzatmalardan boshlanishi kurs loyihalari topshiriqlariga mos kelib, ularni o'zlashtirish va hisoblash hamda loyihalashni avvalroq boshlashga imkon beradi.

Qo'llanmadagi ikkinchi bo'limda avval tishli uzatmalar, so'ngra chervyakli uzatmalarning yoritilishi mexanik ilashma asosida ishlaydigan bu ikki uzatma reduktorlarining tarkibida ko'p qo'llanishi bilan bog'liq.

BIRINCHI BO'LIM

MASHINA DETALLARI VA ULARNI HISOBLASH BO'YICHA UMUMIY HOLATLAR

I. MASHINA DETALLARINING UMUMIY HOLATLARI

Mashinalarni loyihalashda ularning detallarini yengil, yetarli darajada mustahkam, yeyilishga chidamli, shakli oddiy, ishlatilishi qulay va xavfsiz, davlat standartlarida qo'yilgan talablarga javob beradigan bo'lishiga erishish zarur. Bunday detallarni loyihalash asoslarini «Mashina detallari» kursida o'rganiladi. «Mashina detallari» kursi hisobiy konstruktorlik kurslarining birinchisi bo'lib, bu kursda mashina va mexanizmlarni loyihalashning asoslari o'rganiladi.

1.1. Mashina detallari bo'yicha umumiy tushunchalar. Fanning qisqacha tarixi

Bir qancha detallardan tuzilgan mexanizmlar majmuidan iborat ma'lum ish bajarish uchun mo'ljallangan vosita **mashina deyiladi**.

Har bir mashina uch guruh: *harakatlantiruvchi, ijro etuvchi va uzatuvchi* mexanizmlardan tuzilgan.

Har qanday mashina (mexanizm) **detailardan** tuziladi.

Mashinaning yig'ish operatsiyasiz tayyorlangan qismi **detal** deyiladi. Detal bir xil materialdan tayyorlanadi.

Detailar sodda (gayka, shponka va sh.k.) yoki murakkab (tirsakli val, reduktor korpusi, stanok staninasi va sh.k.) bo'ladi.

Detailar qisman yoki to'laligicha uzellarga birlashadi.

Uzel – tugallangan yig'ma birlik bo'lib, ular umumiy funksional vazifali bir qator detallardan yig'ilgan bo'ladi. Masalan, dumalash podshipnigi, mufta, reduktor. Murakkab uzellar bir necha sodda uzellardan tuzilgan bo'lishi mumkin. Masalan, reduktor tarkibida bir necha podshipnik, tishli g'ildiraklar o'rnatilgan vallar bo'lishi mumkin.

Demak, **mashina** – uzellardan, uzellar esa detailardan tuzilgan bo'ladi.

uzatmalarning asosiy turlaridan tasmali va zanjirli uzatmalar kiritilmaganining sababi, o'quv qo'llanmaning hajmi chegaralanganligidir. «Mashina detallari» fanini o'rganishning uzatmalardan boshlanishining asosiy sababi kurs loyihasi topshiriqlarining asosiy mavzusini mexanik yuritmalar tarkibidagi uzatmalarni hisoblash tashkil etadi. Shu sababli, fanning uzatmalardan boshlanishi kurs loyihalari topshiriqlariga mos kelib, ularni o'zlashtirish va hisoblash hamda loyihalashni avvalroq boshlashga imkon beradi.

Qo'llanmadagi ikkinchi bo'limda avval tishli uzatmalar, so'ngra chervyakli uzatmalarning yoritilishi mexanik ilashma asosida ishlaydigan bu ikki uzatma reduktorlarining tarkibida ko'p qo'llanishi bilan bog'liq.

BIRINCHI BO'LIM

MASHINA DETALLARI VA ULARNI HISOBLASH BO'YICHA UMUMIY HOLATLAR

I. MASHINA DETALLARINING UMUMIY HOLATLARI

Mashinalarni loyihalashda ularning detallarini yengil, yetarli darajada mustahkam, yeyilishga chidamli, shakli oddiy, ishlatilishi qulay va xavfsiz, davlat standartlarida qo'yilgan talablarga javob beradigan bo'lishiga erishish zarur. Bunday detallarni loyihalash asoslarini «Mashina detallari» kursida o'rganiladi. «Mashina detallari» kursi hisobiy konstruktorlik kurslarining birinchisi bo'lib, bu kursda mashina va mexanizmlarni loyihalashning asoslari o'rganiladi.

1.1. Mashina detallari bo'yicha umumiy tushunchalar. Fanning qisqacha tarixi

Bir qancha detallardan tuzilgan mexanizmlar majmuidan iborat ma'lum ish bajarish uchun mo'ljallangan vosita **mashina deyiladi**.

Har bir mashina uch guruh: *harakatlantiruvchi, ijro etuvchi va uzatuvchi* mexanizmlardan tuzilgan.

Har qanday mashina (mexanizm) **detallardan** tuziladi.

Mashinaning yig'ish operatsiyasiz tayyorlangan qismi **detal** deyiladi. Detal bir xil materialdan tayyorlanadi.

Detallar sodda (gayka, shponka va sh.k.) yoki murakkab (tirsakli val, reduktor korpusi, stanok staninasi va sh.k.) bo'ladi.

Detallar qisman yoki to'laligicha uzellarga birlashadi.

Uzel – tugallangan yig'ma birlik bo'lib, ular umumiy funksional vazifali bir qator detallardan yig'ilgan bo'ladi. Masalan, dumalash podshipnigi, mufta, reduktor. Murakkab uzellar bir necha sodda uzellardan tuzilgan bo'lishi mumkin. Masalan, reduktor tarkibida bir necha podshipnik, tishli g'ildiraklar o'rnatilgan vallar bo'lishi mumkin.

Demak, **mashina** – uzellardan, uzellar esa detallardan tuzilgan bo'ladi.

Ko'plab detal va uzellar orasida deyarli hamma mashinalarda uchraydigan umumiy vazifali detallar bo'ladi. Umumiy vazifali detallar «Mashina detallari» kursida o'rganiladi. Maxsus vazifali detallar – porshen, tirsakli val va sh.k. lar maxsus kurslarda o'rganiladi.

«Mashina detallari» kursida o'rganiladigan umumiy vazifali detallar quyidagi guruhlariga ajratiladi:

- mashina detallarining birikmalari;
- mashina detallarining uzatmalari;
- vallar va o'qlar;
- mashina detallarining tayanchlari – podshipniklar;
- muftalar;
- korpus detallar, prujinalar, moylash sistemasini tashkil qiluvchi qismlar.

Fanning qisqacha tarixi. Mashina detallaridan foydalanish tarixi qadimgi davrdan boshlangan: kamonlarda prujinadan, olov hosil qilishda yoysimon ilgarilanma-aylanma harakatdan foydalanish ma'lum bo'lgan.

Ko'pgina sodda mashina detallari – metall sapfa, oddiy tishli g'ildirak, vint, krivoship, polispast Arximed davrigacha ma'lum bo'lgan.

Uyg'onish («*Renessans*») davrida Leonardo da Vinchi (1452–1519) yangi mexanizmlar: ayqash o'qli tishli g'ildiraklar, sharnirli zanjirlar, dumalash podshipniklarini yaratdi. O'rta asrlardayoq arqonli va tasmali uzatmalar, yuk vintlari, sharnirli muftalar qo'llanilgan.

Evolventali tishli uzatma 1760-yili Leonard Eyler tomonidan taklif etildi, lekin bu uzatmaning keng qo'llanilishi ularni tayyorlashni o'zlashtirishdan so'ng, XIX asrning oxirida boshlandi.

Sharikli podshipniklarga birinchi patentlar 1772 va 1778-yillarda Angliyada berildi, lekin ularni ko'plab ishlab chiqarish Germaniya (1883) va AQSH (1889) da boshlandi.

XIX asrning oxirida Rossiyada yoyli elektr payvandlashning ishlab chiqilishi ajralmas birikmalarni keng qo'llashga katta ta'sir ko'rsatdi.

XX asrning ikkinchi yarmida Rossiyada doiraviy tishli uzatmalar, AQSH da to'liqsimon uzatmalarning yaratilishi uzatmalarning yuklanish qobiliyatini sezilarli darajada oshirib yubordi.

Mashina detallari to'g'risida ma'lumotlar qadimgi risolalarda ham qisman o'z aksini topgan. Buyuk olimlardan Aristotel (mil. avv. 3,5 asr ilgari), Leonardo da Vinchi o'z asarlarida podshipnik, tishli g'ildirak, zanjirli uzatma va turli mashinalar haqida ba'zi ma'lumotlarni yozib

goldirgan. «Mashina detallari» fanining paydo bo'lishi yirik ishlab chiqarish, mashina harakatiga asoslangan tizimning rivojlanishi bilan bevosita bog'liq. XIX asrning ikkinchi yarmida Rossiyada professor V.L. Kirpichev 1881-yili «Mashina detallari» nomli kurs bo'yicha kitobini chiqardi. Keyinchalik bu fanning nazariy va amaliy masalalarini hal qilishga P.K. Xudiyakov, A.I. Sidorov, M.A. Saverin, K. Bax, F. Retsher, Reynolds va boshqa olimlar katta hissa qo'shishdi.

O'tgan asrning 70–80-yillarida professor I.Sulaymonov muallif bo'lgan «Mashina detallari» darsligining nashr etilishi bilan bu fanni respublika oliy o'quv yurtlarida o'zbek tilida ham keng o'qitishga imkon yaratdi.

Zamonaviy «Mashina detallari» fanining yutuqlari Vatanimiz va xorijdagi mashinasozlikning taraqqiyotiga katta ta'sir ko'rsatmoqda. Bu taraqqiyot umumiy vazifali mashina detallarini ko'plab standartlashtirish va unifikatsiyalashtirishni hamda ularni maxsus korxona-zavodlarda ko'plab ishlab chiqarishni taqozo qiladi. Zamonaviy yalpi va maxsus ishlab chiqarish sharoitida «Mashina detallari» fanining ahamiyati yanada oshib bormoqda.

1.2. Detallarning ishlash layoqati va uni ta'minlash

Mashina detallarining konstruksiyasiga qo'yiladigan asosiy talablar. Loyihalanadigan detallar quyidagi talablarga javob berishi kerak:

- ishlash layoqatiga ega;
- to'g'ri ishlash;
- mashinadan foydalanishda odam uchun xavfsiz;
- tayyorlanishi texnologik jihatdan oson va tejamli.

Detallar konstruksiyasining takomillashganligi uning ishonchli va samaradorligi bilan baholanadi.

Ishonchlilik deb mahsulot (detal)ning ma'lum bir muddatda o'zining ishlash qobiliyatini saqlab qolishga aytiladi.

Iqtisodiylik mahsulotning tannarxi va uni ishlab chiqishga hamda undan foydalanishga ketgan xarajat bilan bog'liq bo'ladi.

Detalning ishlash layoqatini belgilaydigan asosiy belgilariga – mustahkamlik, birklik, yeyilishga chidamlilik, zanglashga bardoshlik, issiqbardoshlik, titrashdagi ustuvorlik kiradi.

Detalning asosiy ishlash layoqati uning ishlash sharoitiga bog'liq bo'ladi. Masalan, birikmalar uchun asosiy ishlash layoqati mustahkamlik bo'lsa, vallar uchun bikrlilik, mustahkamlik va titrashdagi ustuvorlik bo'ladi. Detallarni loyihalashda ularning ishlash layoqatini, asosan, tegishli konstruksiyasini yaratib hamda o'lchamlarini asosiy ishlash layoqati bo'yicha hisoblab ta'minlanadi.

Mustahkamlik. Ish sharoitida detalning deformatsiyasi me'yorida bo'lgani holda buzilmay va benuqson ishlay olish xususiyati uning mustahkamligi deyiladi. Mustahkamlik ko'pgina detallarning asosiy ishlash qobiliyatining belgisi hisoblanadi. Mustahkam bo'lmagan detallar ishlay olmaydi.

Umumiy holda mustahkamlik sharti

$$\sigma \leq [\sigma],$$

bu yerda, σ – detalda hosil bo'ladigan kuchlanish; $[\sigma]$ – kuchlanishning ruxsat etilgan qiymati.

Detallarning mustahkamligi bo'yicha buzilishi ikki turga bo'linadi: statik mustahkamlikni yo'qotish va toliqishdan ishdan chiqish.

Bikrlilik – detallarning yuklanish ostida o'lchamlari va shakli o'zgarishi bilan namoyon bo'ladi. Detallar bikrlikka hisoblanganda ularning egilishi (deformatsiyasi) me'yoriy qiymatdan ortmasligiga harakat qilinadi, ya'ni

$$f \leq [f],$$

bu yerda, f – detalning deformatsiyasi – egilishdagi salqiligi, $[f]$ – salqilikning ruxsat etilgan qiymati.

Yeyilishga chidamlilik. Yeyilish detal o'lchamlarining ishqalanish ta'sirida asta-sekin o'zgarishi bilan bog'liq bo'ladi. Bunda podshipniklar, tishli uzatmalar, porshenli mashinalardagi silindrlarning tirqishi ortadi. Tirqishning ortishi mashinalarning sifat ko'rsatkichlarini – quvvati, foydali ish koeffitsiyenti, ishonchliligi, aniqligi va boshqalarni pasaytiradi.

Yeyilishni hisoblashda aniq bir usulni tavsiya qilish qiyin. Ba'zan muhandislik amaliyotida solishtirma bosim p va shartli koeffitsiyentlarning ruxsat etilgan $p \leq [p]$; $p_v \leq [p_v]$ qiymati bilan solishtirish usuli qo'llanadi.

Texnika tarraqiyotining zamonaviy bosqichida 85–90% mashinalar yeyilish natijasida va faqat 10–15% i boshqa sabablar bo'yicha ishdan chiqadi.

Korroziya – metallarning yuqori qatlamining zanglash ta'siridan asta-sekin yemirilishi. Korroziya ko'pgina konstruksiyalarning muddatidan avval ishdan chiqishiga sabab bo'ladi. Korroziya tufayli har yili jami eritilayotgan metallardan tayyorlangan detallarning 10% i ishdan chiqadi.

Detallarni korroziyadan himoya qilish uchun antikorroziyon qatlamlar qo'llaniladi yoki detallarni maxsus korroziyaga bardoshli materiallardan tayyorlanadi.

Issiqbardoshlik. Mashina detallarining qizishi quyidagi salbiy oqibatlariga olib kelishi mumkin: material mustahkamligining kamayishi, unda siljuvchanlik paydo bo'lishi, moy qatlami himoyalovchi xususiyatining kamayishi, tutash detallarda tirqishning o'zgarishi natijasida ularning qisilib qolishi, mashina aniqligining kamayishi.

Issiqbardoshlik sharti bo'yicha mashinada hosil bo'ladigan issiqlik miqdori Q me'yoridan oshib ketmasligi kerak, ya'ni

$$Q \leq Q_1$$

bu yerda, Q – mashinada hosil bo'ladigan issiqlik miqdori;

Q_1 – mashinadan tashqariga tarqaluvchi issiqlik miqdori.

Titrashdagi ustuvorlik. Mashina mexanizmlaridagi vibratsiyalar qo'shimcha o'zgaruvchan kuchlanishlarni uyg'otadi va, odatda, detallarning toliqishdan buzilishiga olib keladi. Ba'zi hollarda vibratsiya mashina sifatini pasaytiradi. Masalan, metall kesuvchi stanoklardagi vibratsiya ishlov berilayotgan detallarning sirt sifatini pasaytiradi. Ayniqsa, rezonans uyg'otuvchi tebranishlar xavfli bo'ladi. Vibratsiyalarning zararli ta'siri mexanizmlarning shovqini oshishida ham namoyon bo'ladi. Mashina va mexanizmlarning harakat tezligi oshishi bilan vibratsiya xavfi ham oshadi, shu sababli tebranish (titrash)ni hisoblash katta ahamiyatga ega bo'ladi.

Aniqlik. Mashinaning parametrlari, masalan, o'lchamlarini, berilgan chetga chiqishi ishlash qobiliyatiga ta'sir qiladi. Aniqlik mashina va mexanizmlar ishchanligi va ishonchligiga ta'sir ko'rsatadigan mashinaning muhim sifat ko'rsatkichi. Uning parametrlari mashina ish jarayonining zarur aniqligi va mexanizmlar me'yorida ishlashi bilan bog'liq bo'ladi.

1.3. Mashina detallarini hisoblash va loyihalashning o'ziga xosliklari

Hisoblanayotgan obyektning matematik ifodasini tuzish va masalani imkon boricha oson yechish uchun muhandislik hisoblarida real konstruksiyalar ideallashtirilgan modellar yoki hisobiy sxemalar bilan almashtiriladi. Masalan, mustahkamlikka hisoblashda, aslida yaxlit va bir jinsli bo'lmagan detal materiali yaxlit va bir jinsli deb qaraladi, detalning tayanchlari, yuklanish va shakli ham ideallashtiriladi. Bunda hisob taqribiy bo'ladi. Taqribiy hisoblarda hisobiy modelni to'g'ri tanlash, asosiy omilni to'g'ri tanlab, ikkinchi darajasini tushirib qoldirish katta tajribani talab qiladi. Taqribiy hisoblarning xatoligini o'xshash konstruksiyalarni loyihalash va ulardan foydalanish tajribalariga asosanib keskin kamaytirish mumkin. Oldingi tajribalar natijasidan foydalanib me'yor va tavsiyalarni ishlab chiqish mumkin. Masalan, ruxsat etilgan (joiz) kuchlanishlar yoki mustahkamlik zaxira koeffitsiyentlari me'yori, materiallar, hisobiy yuklanish va sh.k.lar bo'yicha tavsiyalar. Mustahkamlikka hisoblash noaniqliklarini mustahkamlikning zaxirasi hisobiga kamaytiriladi. Bunda mustahkamlikning zaxira koeffitsiyentini tanlash hisob bosqichining o'ta mas'uliyatli bosqichi bo'ladi. Mustahkamlik zaxirasining kichik qiymatlari detalning buzilishiga, katta qiymatlari esa detal massasining asosli bo'lmagan oshishiga va materialning ortiqcha sarfiga olib keladi.

Muhandislik amaliyotida ikki xil hisoblash ishlatiladi: loyihalovchi va tekshiruvchi; loyihalovchi hisob—dastlabki, soddalashtirilgan hisob bo'lib, mashina detalining konstruksiyasini yaratish jarayonida uning o'lchamlari va materialini aniqlash maqsadida bajariladi. Tekshiruvchi hisob ma'lum konstruksiyaning aniqlashtirilgan hisobi bo'lib, uning mustahkamligini tekshirish yoki yuklanish me'yorini aniqlash bo'yicha bajariladi.

Loyihalovchi hisobda noma'lumlar soni, odatda, hisobiy tenglamalar sonidan ko'p bo'ladi. Shu sababli, ba'zi noma'lum parametrlar tajriba va tavsiyalar asosida tanlanadi, ba'zi ikkinchi darajali parametrlar hisobga olinmaydi. Bunday soddalashtirilgan hisob konstruksiyaning chizmalarini yaratishda qo'llaniladigan o'lchamlarni aniqlash uchun zarur bo'ladi. Loyihalash jarayonida konstruksiyaning hisobi va chizmasini yaratish ishlari parallel olib boriladi. Bunda hisob uchun zarur bo'ladigan bir qator o'lchamlar eskiz chizmasidan aniqlanadi, loyihalovchi

hisob esa mo'ljallangan konstruksiya uchun tekshiruvchi shaklni oladi. Konstruksiyaning eng yaxshi variantini qidirish jarayonida ko'pincha hisoblarning bir necha variantlarini bajarish kerak bo'ladi.

Hisobiy yuklanishlar. Mashina detallarini hisoblashlarda hisobiy va nominal yuklanishlar farqlanadi. Masalan, nominal burovchi moment ta'siridan hisobiy yuklanish – T nominal moment T_{nom} qiymatiga yuklanish sharoitidagi dinamik koeffitsiyent K ni ko'paytirib aniqlanadi:

$$T = K T_{nom} \quad (1.1)$$

Nominal moment mashinaning pasport (loyihalovchi) quvvatiga mos keladi. Koeffitsiyent K – harakatning notekisligi, ishga tushirish va to'xtatishi bilan bog'liq qo'shimcha dinamik yuklanishlarni hisobga oladi. Bu koeffitsiyentning qiymati dvigatel, yuritma va ishchi mashina turi bilan bog'liq bo'ladi. Agar mashinaning ish sharoiti ma'lum bo'lsa, K ning qiymati hisoblab topiladi. Boshqa hollarda K ning qiymatini tavsiyalardan foydalanib topiladi. Bunday tavsiyalarni turli mashinalarning eksperimental tadqiqoti va tajribasi asosida aniqlanadi.

Ba'zi mexanizmlarning hisobida bu mexanizmlarning ishlashidagi maxsus sharoit bilan bog'liq qo'shimcha koeffitsiyentlar hisobga olinadi.

Loyihalashda konstruktiv vorislik va modullik tamoyili. Yangi mashinalarni yaratishda konstruktiv vorislik va modullik tamoyiliga amal qilish kerak. *Konstruktiv vorislik* – loyihalashda tegishli profil bo'yicha va o'xshash tarmoqlardagi mashinasozlik tajribasidan foydalanib, loyihalanayotgan agregatga mashinalar konstruksiyasida ishlatiladigan hamma foydali yechimlarni kiritish. *Modullik tamoyili* (modul bloklaridan foydalanish) mashina qismlari komponovkasining tez ajraladigan birikmalaridan foydalanib yig'iladigan alohida tayyor qismlar bloklaridan tuzishga aytiladi.

Konstruksiyasi tuzilayotgan mashina **unifikatsiya** va standartlashtirish talablariga javob berishi kerak. *Unifikatsiya* (bir xillashtirish) bir funksiyali vazifali mahsulot turi, tipi va tip o'lchamlarini ratsional qisqartirishga tushuniladi. Unifikatsiya natijasida dastlabki model asosida bir necha bir xil vazifali, lekin quvvat, unumdorlik va hokazo parametrlari farq qiladigan mashinalarni hosil qilish mumkin.

Standartlashtirish. Insoniyat taraqqiyotida katta ahamiyatga ega. Agar standartlashtirish bo'lmasa, yangi mashinani loyihalashda ko'pgina mashina detallarini (boltlar, dumalash podshipniklari va boshqalarni)

yakka tartibda va kam miqdorda ishlab chiqarish zarur bo'lar edi. Standartlashtirish mashina va boshqa mahsulotlar turlarini sezilarli kamaytiradi.

Mashinalar guruhlariga standartlar ishlab chiqish mashina turlarini ishlab chiqishda ularning asosiy parametrlari, masalan, elektrodvigatellar quvvati, yuk ko'tarish avtomobillari yuk ko'taruvchanligi kabi-lar bilan kelishtirib moslashni taqozo qildi.

Standartlashtirish sanoatning ko'pgina tarmoqlarida – avtomobil-sozlik, stanoksozlik, qurolsozlik va boshqalarda ko'plab qo'llaniladi.

Standartlar xalqaro, davlat (ГОСТ) va tarmoqlar standartlariga bo'linadi. Hozirgi davrda mashinasozlik mahsulotlariga yuzlab standart-lar ishlab chiqilgan.

Standartlashtirishning prinsipial qoidasi maqsadga muvofiq sonlar va qatorlardan foydalanish hisoblanadi. Ular original detallar va ularning parametrlarini sezilarli kamaytiradi.

Maqsadga muvofiq sonlar – bu geometrik progressiya $a_k = a\varphi^k$ (a – qatorning nol raqamli birinchi hadi, K – tartib raqami) sonlar qatori bo'lib, uning maxraji $\varphi = \sqrt[n]{10}$ bo'ladi, bunda: $n = 5, 10, 20, 40$ qiymatlarga ega bo'ladi. Tegishli ravishda sonlar qatorini R5, R10, R20, R40 ($\varphi = 1,6; 1,25; 1,12; 1,06$) deb belgilanadi.

Agregatlash. Mashinasozlikda mashinalarni normallashtirish yagona tizimga bog'langan va markazlashtirgan usulda tayyorlanadigan butun agregatlar, uzellar va detallardan tuzishga aytiladi. Agregatlash stanok-sozlikda keng qo'llaniladi.

Mashinalar sertifikatlashi – bu mashina sifatini kafolatlaydigan ko'rsatkichlarni tekshirish va qayd qilish. Sertifikatsiya bo'yicha ishlarni O'zbekiston Respublikasi Davlat standarti boshqaradi. Bu ishga tegishli tarmoq korxonalari va muassasalar jalb etiladi.

Nazorat savollari:

1. «Mashina detallari» kursida o'rganiladigan detallar qanday guruhlariga ajratiladi?
2. Mashina detallari konstruksiyalariga qanday asosiy talablar qo'yiladi?
3. Detailarning ishlash layoqatining asosiy belgilariga nimalar kiradi?
4. Nima uchun muhandislik amaliyotida mashina detallarini ikki xil hisoblash usuli ishlatiladi?

II. MASHINA DETALLARINING MATERIALLARI. DETALLARGA TA'SIR ETADIGAN YUKLANISH, ULARDA HOSIL BO'LADIGAN KUCHLANISH

2.1. Mashina detallarining materiallarini tanlash

Mashina detallarini loyihalash jarayonida material tanlash, ularning ruxsat etilgan kuchlanishlarini asosli hisoblash detalni loyihalashdagi dastlabki bosqich hisoblanadi. Detallarni ishlash jarayonida ularning kesim yuzalarida yuklanishlar ta'siridan kuchlanishlar hosil bo'ladi. Detallarda hosil bo'ladigan kuchlanishni hisoblash asoslari «Materiallar qarshiligi» kursida ko'rilgan. Muhandislik amaliyotida materialning mexanik xossalariga qarab ruxsat etilgan kuchlanishni va detallarda hosil bo'ladigan kuchlanishni to'g'ri aniqlash, ixcham, ishlash qobiliyati yetarli bo'lgan arzon detallarni hisoblashning asosini tashkil etadi.

Mashina detallari uchun material tanlash loyihalashdagi muhim bosqich hisoblanadi. To'g'ri tanlangan material detal va umuman, mashinaning sifatini aniqlashda salmoqli hissaga ega.

Detallarning materiallarini, odatda, ishlash qobiliyatining asosiy mezonini bo'yicha aniqlanadi. Bunda yuklanishning asosiy turi, detalning tayyorlanuvchanligi va xarajat kamligi e'tiborga olinadi.

Material tanlashda asosan quyidagi omillarni e'tiborga olish kerak:

- material xususiyatini detalning ishlash qobiliyati bo'yicha asosiy mezon (mustahkamlik, yeyilishga chidamlilik va boshqalar)ga to'g'ri kelishi;

- detal va umuman, mashinaning vazifasi hamda ishlatilishi bilan bog'liq talablar (korroziyaga bardoshlilik, friksion xususiyatlar, elektroizolatsiya qilish xususiyatlari va sh.k.);

- material tayyorlanuvchanligining konstruksiya shakli va ishlov berish usuli (shtamplanishi, payvandlanishi, quyilish xususiyatlari, kesib ishlanuvchanligi va b.q.)ga bog'liqligi;

- materialning narxi va kamyoblighi.

Mashinasozlikda ishlatiladigan materiallarni to'rt guruhga bo'lish mumkin:

- qora metallar;
- rangli metallar;
- metallmas materiallar;
- kukunli materiallar.

Qora metallar. Cho‘yan va po‘lat mashina detallarida eng ko‘p ishlatiladigan materiallar. Bu ularning yuqori mustahkamligi, bikrligi va nisbatan arzon narxi bilan bog‘liq. Qora metallarning asosiy kamchiligi – ularning katta zichligi va korroziya bardoshligi pastligi.

Detallarning mustahkamlik mezoni bo‘yicha, asosan, toblanadigan va yaxshilanadigan po‘lat, bikrlilik sharti bo‘yicha normallashtiriladigan va yaxshilanadigan po‘lat tanlanadi.

Kontakt mustahkamlik mezoni bo‘yicha ishdan chiqish hollarida yuza qatlami yuqori qattqlik HRC 57–62 gacha toblanadigan po‘lat qo‘llaniladi.

Umumiy kuchlanishning o‘rta qiymatlari va murakkab geometrik shakllarda termik ishlavsiz quyuv qotishmalari (cho‘yan, silumin va sh.k.) qo‘llaniladi.

Po‘lat yuqori mustahkamlikka ega bo‘lib, uni hamma texnologik usullar (prokat, bolg‘alash, presslab ishlash, quyish, kesib ishlash va payvandlash) bilan tayyorlash mumkin.

Cho‘yan korpus detallar: reduktor korpusi, quti korpusi, stanina, tirgaklar kabilarda quyib tayyorlanadi.

Rangli metallar. Mis, rux, qo‘rg‘oshin, qalay, alumin va boshqalar, asosan qotishmalarning (bronza, babbitt, duralumin) tarkibiy qismlari sifatida qo‘llaniladi. Bu metallar qora metallardan ancha qimmat bo‘lib, yengil, ishqalanishga bardoshli, korroziyaga bardoshli va boshqa maxsus talablarni bajarish uchun qo‘llaniladi.

Rangli metall qotishmalari. Bronza-mis asosidagi qotishma, yuqori antifriktsion, antikorroziya xususiyatlarga ega va tayyorlanishi oson bo‘ladi. Eng yaxshi antifriktsion xususiyatlarni qalayli bronzalar namoyish etadi, masalan, Бр10НФ bronzasi.

Metallmas materiallar – yog‘och, rezina, charm, asbest, metallo-keramika va plasstmassalar ham mashina detallarida keng qo‘llaniladi.

Plastmassa – yuqori molekular organik birikmalar asosidagi materiallar, ularni ishlab chiqish fazalarida ma‘lum miqdorda plastiklikka ega bo‘lib, zarur shakldagi mahsulotlarni tayyorlashga imkon beradi. Plastmassalar *komponent* bog‘lovchi asos sifatidan tashqari detalning mexanik xususiyatini oshirish uchun to‘ldiruvchi vosita sifatida ham ishlatiladi.

Plastmassalarning ko'plab qo'llanilishi ularning tayyorlanishining osonligi, chiqit kamligi bilan belgilanadi. Plastmassaning quyilish xususiyati yaxshi, ularga nisbatan past harorat va bosimda oson ishlov beriladi. Shu sababli plastmassadan istalgan murakkab shakldagi buyum-detalni yuqori unumdorli usul bilan tayyorlash mumkin. Plastmassaning yana bir afzalligi uning yengil va mustahkamligidir. Bu xususiyati bo'yicha ba'zi plastmassalar eng yaxshi nav po'lat va duralumin bilan raqobatlasha oladi.

Hozirgi davrda plastmassalar asosan elektrotexnika va kimyo sanoatida ishlatiladi. Mashinasozlikning boshqa tarmoqlarida korpus detallari, shkvilar, podshipnik ustquymalari, vtulkalar, maxovikchalar, dastaklarni ishlab chiqishda plastmassalar ishlatiladi.

Kukunli materiallarni kukunli metallurgiya asosida tayyorlanib, uning mazmuni metall kukunlarini presslash va so'ngra press-formalarda siqib yopish yo'li bilan tayyorlashdir. Kukunlar bir jinsli yoki metall va metallmas materiallarning, masalan, grafitning aralashmasi bo'lishi mumkin. Bunda turli mexanik va fizik xususiyatli (masalan, yuqori mustahkamli, yeyilishga bardoshli, antifriksion va boshqa) materiallar hosil bo'ladi.

Mashinasozlikda temir kukun asosidagi detallar ko'p qo'llaniladi. Kukun metallurgiyasi asosida tayyorlangan materiallarni kesib ishlov berishga hojat qolmaydi, bu esa usulni yalpi ishlab chiqarishda qo'llashda juda samarali bo'ladi.

Materialning ruxsat etilgan kuchlanishini aniqlash. Ruxsat etilgan kuchlanish ma'lum yuklanish ta'siridan detalning xavfli kesimida bo'ladigan kuchlanishning yo'l qo'yilishi mumkin bo'lgan va uning yetarli darajada mustahkam bo'lishini hamda talab etilgan vaqtda benuqson ishlashini ta'minlaydigan eng katta qiymat. Kuchlanishning bu qiymatini topish uchun chegaraviy kuchlanish hamda mustahkamlik zaxirasi qiymatlari aniqlangan bo'lishi kerak. chegaraviy kuchlanishning qiymati materiallarning mexanik xossalari bog'liq.

Ruxsat etilgan kuchlanishni detalning yemirilishi yoki katta deformatsiyasi qiymatining oshib ketishi ta'sirida normal sharoitlar buzilishi ro'y berayotgan chegaraviy kuchlanish qismi sifatida aniqlash mumkin:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{limb}}{[s]} \quad yoki \quad [\tau] = \frac{\tau_{limb}}{[s]}. \quad (2.1)$$

Kuchlanishlar $\sigma_{limb}, \tau_{limb}$ bazaviy sikillar sonida normal va urinma kuchlanishlar bo'yicha toliqish chegarasi.

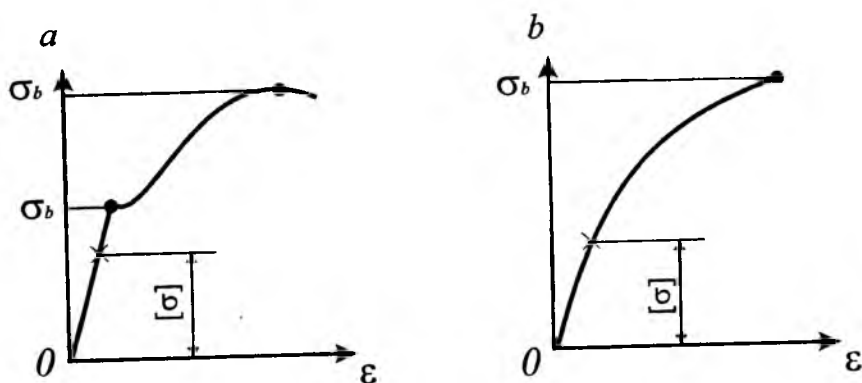
Statik yuklanishlarda plastik materiallar uchun chegaraviy kuchlanish oquvchanlik chegarasi σ_{oq}, τ_{oq} mo'rt materiallar uchun mustahkamlik chegarasi $\sigma_s(\tau_s)$ (2.1-shakl) bo'ladi. Shunday qilib, masshtab omili ε va statik yuklanishdagi kuchlanishning konsentratsiyasi (to'planishini) samarali koeffitsiyent K_{sr} ni hisobga olib, plastik materiallar uchun

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{oq} \cdot \varepsilon}{[s]}; \quad (2.2)$$

mo'rt materiallar uchun

$$[\sigma] = \frac{\sigma_b \cdot \varepsilon}{[s]K_{sr}}, \text{ bo'ladi} \quad (2.3)$$

bu yerda, $[s]$ – ruxsat etilgan ehtiyot koeffitsiyent.



2.1-shakl. Cho'zilish diagrammasi:

a – plastik material (po'lat) uchun; b – mo'rt material (cho'yan) uchun.

Ehtiyot koeffitsiyent – chegaraviy kuchlanishning detal ishlash davrida hosil bo‘ladigan maksimal kuchlanishini hisobga oladi.

Statik yuklanishlarda ehtiyot koeffitsiyentini quyidagicha aniqlash mumkin:

plastik materiallar uchun

$$s = \frac{\sigma_{oq} \cdot \varepsilon}{\sigma} \geq [s]; \quad (2.4)$$

mo‘rt materiallar uchun

$$s = \frac{\sigma_b \cdot \varepsilon}{\sigma K_{\sigma\sigma}} \geq [s]. \quad (2.5)$$

Ehtiyot koeffitsiyentning ruxsat etilgan qiymatini mashinalarni loyihalash va ulardan foydalanish tajribasidan yoki detalning zarur ishonchliligini hisoblash orqali aniqlanadi. Zarur ma’lumotlar bo‘lmasa, ehtiyot koeffitsiyentining ruxsat etilgan qiymatini differensial usuldan foydalanib topish mumkin:

$$[s] = s_1 s_2 s_3, \quad (2.6)$$

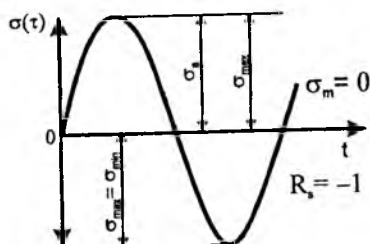
bu yerda, s_1 – hisobning aniqligini hisobga oluvchi koeffitsiyenti $s_1=1,2-1,5$; s_2 – materialning bir jinsliligini e’tiborga oluvchi koeffitsiyent, po‘lat detallar uchun $s_1=1,2-2$; cho‘yan detallar uchun $s_2=1,3-2,5$; rangli metallardan tayyorlangan detal uchun $s_2=1,5-2$.

s_3 – detalning mas’uliyat darajasini hisobga oluvchi koeffitsiyent. s_3 ning qiymati quyidagicha olinadi:

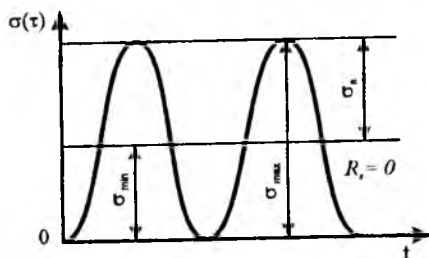
- detalning sinishi mashinaning to‘xtashiga olib kelmasa – $s_3=1$;
- detalning sinishi mashinaning to‘xtashiga olib kelsa – $s_3=1,1-1,2$;
- detalning sinishi falokatga olib kelsa – $s_3=1,2-1,3$.

2.2. Detallarga ta'sir etuvchi yuklanish va unda hosil bo'ladigan kuchlanishning o'zgarishi. Mashinaning ishonchliligi

Aksariyat mashina detallari harakatda bo'ladi. Bunday hollarda detallarga ta'sir etuvchi yuklanish va unda hosil bo'ladigan kuchlanish o'zgaruvchan bo'ladi. Mashina detallariga ta'sir qiluvchi yuklanish va ularda hosil bo'ladigan kuchlanishlar asosan ikki xil xarakterda bo'ladi; o'zgarmas yuklanish va o'zgaruvchan siklda ta'sir etuvchi (hosil bo'luvchi) yuklanish (kuchlanish). Mashina detallariga ta'sir etuvchi (hosil bo'luvchi) yuklanish (kuchlanish)ni ko'pincha simmetrik (2.2-shakl) yoki pulsatsiyalanuvchi (2.3-shakl) sikl bilan o'zgaradi.



2.2-shakl. Simmetrik sikl.



2.3-shakl. Pulsatsiyalanuvchi sikl.

Kuchlanishlarning maksimal va minimal qiymatlari yig'indisining yarmi siklning o'rtacha kuchlanishi, ayirmasining yarmi esa siklning amplitudasi deyiladi. Demak,

$$\sigma_{o'r} = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}; \quad \sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}. \quad (2.7)$$

Shartli ravishda, $\sigma_{o'r}$ – siklning o'zgarmas qismi, σ_a – esa o'zgaruvchan qismi deb hisoblanadi. T siklning xarakterini aniqlash uchun *asimetrik koeffitsiyent* kiritiladi. Uning qiymati

$$r = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}. \quad (2.8)$$

Simmetrik sikl bilan o'zgaruvchi kuchlanishlar uchun

$$\sigma_{o'r} = 0; \quad r = -1.$$

Pulsatsiyalanuvchi sikl uchun

$$\sigma_{o'r} = \sigma_{\max} / 2; \quad r = 0.$$

Mashinalar ishonchliligi. Mashinaning ishonchliligi uni yaratish va ishlatish jarayonidagi uchta davrga – loyihalash, tayyorlash va undan foydalanish davrlariga bog'liq bo'ladi.

Mashinani loyihalashda uning ishonchliligining asoslari quriladi. Konstruktor hisob, chizma, texnik talablar va boshqa hujjatlarda ishonchlilikni ta'minlaydigan hamma omillarni ko'rsatishi kerak.

Ishlab chiqarish jarayonida konstruktor belgilagan ishonchlilikni oshirishni hamma vositalar bilan ta'minlash kerak. Konstruktorlik hujjatlaridan chetga chiqish ishonchlilikni buzadi. Ishlab chiqarishdagi nuqsonlarni bartaraf etish uchun hamma mahsulot – detallar sinchkovlik bilan tekshiriladi.

Mashinadan foydalanish jarayonida uning ishonchliligi amalda tekshiriladi. Ishonchlilikning ishdan chiqmaslik, umrboqiylik kabi ko'rsatkichlari faqat uning ishlash jarayonida namoyon bo'ladi. Bu ko'rsatkichlar mashinani ishlatish usuli va sharoitlari, ta'mirlashning qabul qilingan tizimi, texnik xizmat ko'rsatish usullari va sh.k. larga bog'liq bo'ladi.

Ishonchlilikni belgilovchi sabablarga ehtimollik sabablari ta'sir ko'rsatadi. Shu sababli, ishonchlilikni ifodalashda ehtimollik nazariyasidan foydalaniladi.

Mashinaning o'rnatilgan xizmat qilish davrida ishlash qobiliyatini saqlab qolish ehtimolligi uning ishonchliligi deyiladi. Masalan, 1000 soat vaqtda mahsulot (detal)ning ishdan chiqmaslik qobiliyati 0,99 bo'lsa, masalan, 300 ta detaldan 1% i, ya'ni $(1-0,99) \cdot 300\% = 3$ tasi 1000 soat ishlash muddatida ishdan chiqishi mumkin. Ishdan chiqmaslik ehtimolligi (yoki ishonchlilik koeffitsiyenti) ishonchli detallarning umumiy kuzatilgan detallar nisbatiga aytiladi, ya'ni

$$p(t) = \frac{297}{300} = 0,99.$$

Murakkab mahsulotning ishonchlilik koeffitsiyentlari ularning ko'paytmasiga teng bo'ladi,

$$p(t) = p_1(t) p_2(t) \dots p_n(t). \quad (2.9)$$

(2.9) ifoda tahlilidan quyidagi xulosaga kelish mumkin.

1. Murakkab tizimning ishonchliligi har doim eng ishonchsiz elementning ishonchliligidan ham kam bo'ladi. Shu sababli, tizimda birorta ham ishonchsiz elementni qo'llamaslik kerak.

2. Tizimdagi element qancha ko'p bo'lsa, uning ishonchliligi kam bo'ladi. Agar tizimda bir xil $p(t)=0,99$ ishonchli element bo'lsa, tizimning ishonchliligi

$$p(t)=0,99^{100}=0,37.$$

Bunday tizimning ishlaganidan, buzilib to'xtab turish davri ko'p bo'ladi va uning ishlash qobiliyati yetarli deb hisoblanmaydi.

Mashinani loyihalash jarayonida uning ishonchliligini oshirishga qaratilgan ba'zi choralar taklif etiladi.

1. Mahsulotning yuqori ishonchli bo'lishi uchun iloji boricha detallarining soni kam bo'lgan oddiy qism (uzel)lardan tuzish kerak.

2. Mashinaning ishonchliligini oshirish uchun detallarning kuchlanishlarini kamaytirish (mustahkamlik zaxirasini oshirish) zarur. Bunda detallarning gabarit o'lchamlari, massasi va narxini kamaytirish uchun yuqori mustahkam materiallar va puxtalash texnologiyalarini qo'llash kerak.

3. Yaxshi moylash tizimini qo'llash – ishonchlilikni oshirishning samarali chorasini hisoblanadi.

4. Statik aniq tizimlarning ishonchliligi yuqori bo'ladi.

5. Konstruksiyada saqlagich vositalarini qo'llash ko'zda tutilgan bo'lishi kerak.

6. Standart detal va uzellarni qo'llash ishonchlilikni oshiradi.

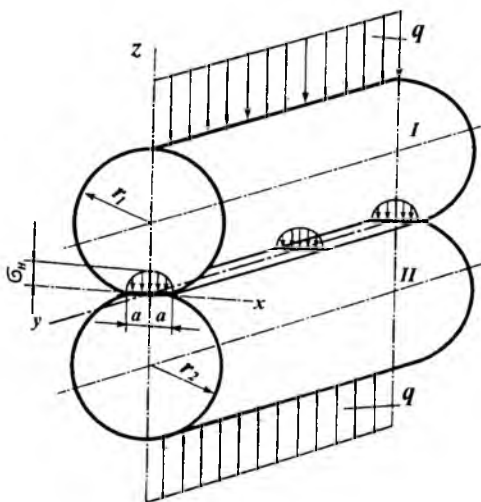
7. Ba'zi buyumlarda, masalan, elektron apparatlarda ishonchlilikni oshirish uchun elementlarni parallel biriktirish ketma-ket biriktirishdan afzalroq hisoblanadi.

8. Ko'p mashinalar uchun uning ta'mirlashga yaroqliligi katta ahamiyatga ega.

2.3. Mashina detallarida hosil bo'ladigan kontakt kuchlanishlar

Ikkita detal sirtlarining o'lchamlari tanasining o'lchamlaridan ancha kichik bo'lsa, bularning tutashish sirtlarida *kontakt kuchlanish* hosil bo'ladi. Bunday holatlar ikkita silindr, ikkita shar hamda shar bilan tekislikning tutashishlarida hosil bo'ladi. Agar kontakt kuchlanishning qiymati ruxsat etilganidan katta bo'lsa, detallarning tutash sirtlarida, chuqurchalar, darzlar yoki mayda yoriqlar hosil bo'ladi. Bunday yemirish turlari tishli, chervyakli, friksion va zanjirli uzatmalar hamda dumalash podshipniklarining ishlatilishida namoyon bo'ladi.

Kontakt kuchlanish nazariyasining asoschisi H. Gers bo'lib (1881-yili), uning sharafiga bu kuchlanish H (inglizchadan Gers nomining birinchi harfi) indeksi bilan belgilanadi.



2.4-shakl. Ikki silindrning siqilishi.

Kontakt kuchlanishni hisoblaganda ikkita holat ajratiladi: nuqtadagi dastlabki kontakt (ikkita shar; shar, tekislik va sh.k.), chiziqdagi dastlabki kontakt (parallel o'qli ikki silindr; silindr, tekislik va sh.k.).

2.4-shaklda parallel o'qli ikki silindrning siqilishi tasvirlangan. Yuklanish qo'yilguncha silindrlar chiziq bo'yicha tutashadi. Yuklanish ta'sirida chiziqli kontakt tor yuzacha bo'yicha kontaktga o'zgaradi.

Bunda maksimal normal kuchlanishlar nuqtalari kontakt yuzachalarning bo'ylama o'qida simmetrik joylashadi, bu kuchlanishning qiymati

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q}{\rho_{kel}} \frac{E_1 E_2}{\pi [E_1 (1 - \mu_2^2) + E_2 (1 - \mu_1^2)]}} \quad (2.10)$$

Konstruksion metallar uchun *Puasson koeffitsiyentlari* qiymatining oraliqlari $\mu=0,25-0,35$. Hisoblarda $\mu_1=\mu_2=0,3$ deb olsak

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{q E_{kel}}{\rho_{kel}}} \quad (2.11)$$

$$\left. \begin{aligned} E_{kel} &= \frac{2E_1 E_2}{(E_1 + E_2)} \\ \frac{1}{\rho_{kel}} &= \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \end{aligned} \right\} \quad (2.12)$$

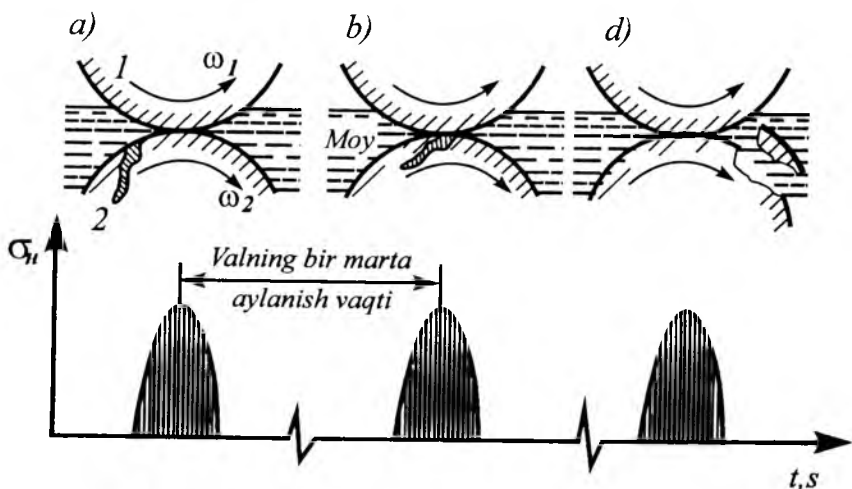
bu yerda, q – solishtirma yuklanish; E_{kel} va ρ_{kel} – keltirilgan elastiklik moduli va egrilik radiusi; E_1, E_2, r_1 va r_2 – tutashuvdagi silindrlar elastiklik modullari va radiuslari.

(2.12) ifoda faqat doiraviy silindrlar uchun emas, istalgan egri shakldagi silindrlar uchun ham to'g'ri bo'ladi. Bunda boshqa shakldagi silindrlar uchun ρ_1, ρ_2 – egrilik radiuslari bo'ladi. Silindr bilan tekislik tutashsa – $r_2=\infty$, (2.12) ifodadagi manfiy ishora ichki kontaktlarga tegishli (bunda silindrlardan birining sirti botiq bo'ladi).

Silindrlar aylanganda ularning sirtlari alohida nuqtalarining yuklanishi davriy o'zgaradi, ulardagi kontakt kuchlanishlar pulsatsiyalanuvchi sikl bo'yicha o'zgaradi (2.5-shakl). Har bir nuqtadagi yuklanish tutashish bo'lgan holda paydo bo'lib, silindr aylanasing boshqa qismida yo'qoladi. O'zgaruvchan kontakt kuchlanishlar detal sirtlarining *toliqishiga* sabab bo'ladi. Detalning sirtida mayda darz va yoriqlar hosil bo'lib, keyinchalik ular metall sirtning *uvalanishiga* olib keladi. Detal moyli sharoitda ishlaganda moy mayda yoriqlarga kiradi (2.5-shakl, a). Kontakt zonasiga kirganda yoriq yopiladi va undagi moyda yuqori bos-

in hosil bo'ladi. Bu bosim yoriq (darz)ning rivojlanishiga sabab bo'ladi, uning uvalanishini keltirib chiqaradi (2.5-shakl, *b*). Agar kontakt kuchlanishning qiymati ruxsat etilgandan kichik bo'lsa, uvalanish bo'lmaydi.

Silindrlarning dumalashida sirpanish ham mavjudligi 1 va 2-silindrlarning toliqishidagi qarshilikning tafovutiga sabab bo'lishi tajribadan ma'lum. Masalan, 2.5, *a*-shaklda $\omega_1 \rho_1 \geq \omega_2 \rho_2$. Bu tafovutning sababi quyidagicha. Sirpanishda mikroyoriqcha radius bo'ylab emas, ishqalanish kuchi yo'nalishida joylashadi. Bunda kontakt zonasidagi moy oldingi silindr darzidan surib chiqariladi va orqadagi silindr yorig'iga bosim bilan kiritiladi.



2.5-shakl. Silindr sirtlaridagi kuchlanishlar o'zgarishi.

Shu sababli orqadagi silindrning toliqishiga qarshilik kam bo'ladi. Uvalanishning moy ta'siridan tezlanishi moy sharoitida ishlaganda yoriqlar rivojlanishining sekinlashishini bildirmaydi. Moy qatlami sirtlarda himoya qobiqlarini hosil qiladi, bunda ishqalanish kamayadi. Moy qobig'i bo'lganda kontakt kuchlanish kamayadi va nihoyat moysiz sharoitda ishlaganda abraziv yeyilishning jadalligi oshadi.

Nazorat savollari:

1. Mashina detallarini tayyorlashda qanday materiallar qo'llaniladi?
2. Plastik va mo'rt materiallarning ruxsat etilgan kuchlanishini qanday aniqlash mumkin?
3. Mashina detallariga ta'sir etuvchi (hosil bo'luvchi) yuklanish (kuchlanish) qanday o'zgaradi?
4. Nima sababdan mashina ishonchliligi uni tashkil etuvchi detallar ishonchlilidan past bo'ladi?
5. Mashinani loyihalash jarayonida uning ishonchliligini oshirish uchun qanday choralar amalga oshiriladi?
6. Qanday detallar tutashganda kontakt kuchlanish hosil bo'ladi?

IKKINCHI BO‘LIM

III. TISHLI UZATMALAR

3.1. Uzatmalar to‘g‘risida umumiy ma‘lumot.

Tishli uzatmalar. Ularning geometriyasi va hisoblash asoslari

«Mashina detallari» fanining katta qismini yuritmalarning asosiy tarkibiy qismi bo‘lgan uzatmalar tashkil qiladi. Mashina mexanizmlaridan eng ko‘p tarqalgani tishli uzatmalar.

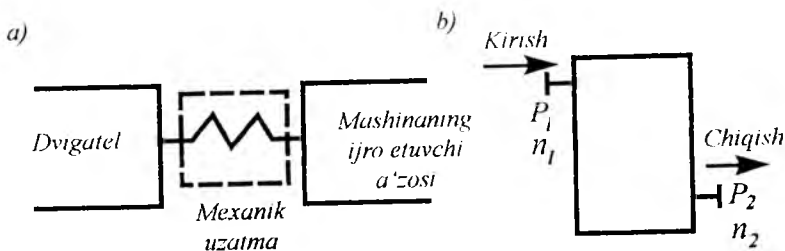
«Mashina detallari» fanida tishli uzatmalarni mustahkamlik va umrboqiyiligini hisoblash usullari o‘rgatiladi. Bunda «Mexanizm va mashinalar nazariyasi» fanidan ilashmaning geometriyasi va tishli g‘ildiraklarni tayyorlash usullarini talabalar biladi deb hisoblanadi. Shu sababli, bu masalalar bo‘yicha ma‘lumotlar qisqa hajmda beriladi.

1. Uzatmalar to‘g‘risida umumiy ma‘lumotlar

Mexanik uzatma – dvigatel harakat parametrlarini mashina ijro etuvchi a‘zolariga o‘zgartirib uzatadigan mexanizm (3.1-shakl). Dvigatel va ijro etuvchi mexanizm orasiga oraliq zveno sifatida uzatmaning kiritilishi turli vazifalarni hal etish bilan bog‘liq bo‘ladi. Masalan, avtomobil va boshqa transport vositalarida tezlik qiymati va harakat yo‘nalishini o‘zgartirish, yuqoriga ko‘tarilishda va joyidan qo‘zg‘alishda yetakchi g‘ildiraklardagi aylantiruvchi momentni bir necha bor oshirish kerak bo‘ladi.

Avtomobil dvigatelining parametrlari bilan buni amalga oshirish mumkin emas, chunki dvigatel burovchi moment va burchak tezligi o‘zgarishining tor oralig‘ida barqaror ishlaydi. Bu oraliqdan chetga chiqilganda dvigatel to‘xtaydi (o‘chib qoladi). Elektrodvigatelni ham avtomobil dvigateliga o‘xshab boshqariladi.

Ba‘zi hollarda uzatmalar aylanma harakatni ilgarilanma, vintsimon va boshqa turlarga o‘zgartirib beradi.



3.1-shakl. *a* – dvigatel, mexanik uzatma; *b* – mashinaning ijro etuvchi a'zosining joylashishi.

Mashinasozlikda mexanik, elektrik, gidravlik va pnevmatik uzatmalar ishlatiladi. Bularndan eng ko'p tarqalgani mexanik uzatmalar. Ular boshqa uzatmalar bilan aralash holda ham qo'llaniladi. «Mashina detallari» fanida faqat mexanik uzatmalar o'rganiladi, ular ikki asosiy turga bo'linadi: harakatni ishqalanish hisobiga uzatadigan (tasmali, friksion uzatmalar); ilashish hisobiga uzatadigan (tishli, chervyakli, zanjirli, vintli) uzatmalar.

Uzatmaning asosiy parametrlari quyidagilar. Har bir uzatmada (3.1, *b*-shakl) **ikki asosiy val** – kiruvchi – yetaklovchi va chiquvchi – yetaklanuvchi val bo'ladi. Ko'p pog'onali uzatmalarda bu vallar orasida oraliq val joylashadi.

Uzatmaning asosiy xarakteristikalar: kirish va chiqishdagi quvvat P_1 va P_2 , kVt ; tezyurarlik, kirish va chiqishdagi aylanishlar takroriyligi $n_1, n_2 \dots, \min^{-1}$ yoki burchak tezliklari ω_1 va ω_2 bilan belgilanadi. Bu xarakteristkalar xohlagan uzatmani loyihalovchi hisobini bajarish uchun zarur bo'ladi.

Asosiylardan tashqari hosil bo'lgan xarakteristkalar ham ishlatiladi, ular foydali ish koeffitsiyenti va uzatish nisbati.

Foydali ish koeffitsiyenti (f.i.k.),

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} \text{ yoki } \eta = 1 - \frac{P_r}{P_1},$$

bu yerda, P_r – uzatmada yo'qotilgan quvvat.

Uzatish nisbati quvvat oqimi bo'ylab aniqlanadi.

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}.$$

Hosil bo'lgan xarakteristikalar ko'pincha asosiylari o'rniga ishlatiladi. Masalan, uzatmani P_I , n , i , η yordamida hisoblash mumkin.

Agar $i > I$, $n_I > n_2$ bo'lsa, uzatma pasaytiruvchi yoki reduktor deyiladi. Agar $i < I$, $n_I < n_2$ bo'lsa, ko'taruvchi yoki multiplikator deyiladi.

Bulardan eng ko'p tarqalgani pasaytiruvchi uzatmalar bo'ladi, chunki ijro etuvchi mexanizmning aylanishlar takroriyligi ko'p hollarda dvigatel aylanishlar takroriyligidan kam bo'ladi.

Uzatmalarning uzatish nisbati o'zgarmas yoki o'zgaruvchan (boshqariladigan) bo'ladi. Ularning ikkisi ham ko'p tarqalgan. Uzatish nisbatini boshqarish pog'onali yoki pog'onasiz bo'ladi. Pog'onali boshqarish tishli g'ildirakli tezliklar qutisida, pog'onali shkivli tasmasli uzatmalarda va sh.k.lar amalga oshiriladi. Pog'onasiz boshqarish friksion va zanjirli variatorlarda amalga oshiriladi. Tishli g'ildirakli pog'onali boshqariladigan mexanik uzatmalar yuqori ishlash qobiliyatiga ega bo'ladi va shuning uchun transport mashinasozligida, stanok-sozlikda ko'p tarqalgan. Pog'onasiz boshqariladigan mexanik uzatmalarning yuklanish qobiliyati past bo'ladi, shuning uchun ular kam tarqalgan. Ularni asosan kichik quvvatlarda (10–15 kVt gacha) qo'llaniladi.

Uzatmalarni hisoblashda turli parametrlarni bog'lovchi quyidagi ifodalar ishlatiladi: quvvati P , kVt, aylana (tangensial kuch) F_t va g'ildirak, shkiv, baraban va sh.k.lar aylana tezligining bog'lanishi

$$P = F_t v, \text{ kVt.}$$

Aylantiruvchi moment T ni, (N·m) quvvat P va burchak tezlik ω , c^{-1} (aylanishlar takroriyligi n , min^{-1}) orqali topish mumkin:

$$T = \frac{P}{\omega}, \quad \text{bu yerda} \quad \omega = \frac{\pi}{30};$$

yoki

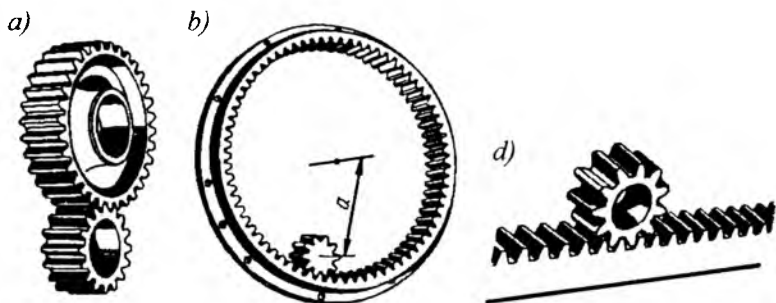
$$T = 9550 \frac{P}{n} \text{ N} \cdot \text{m.}$$

Quvvat oqimi yo'nalishida vallardagi aylantiruvchi momentlar orasidagi bog'lanish

$$T_2 = T_1 i \eta.$$

2. Tishli uzatmalar bo'yicha umumiy ma'lumotlar

Ish tarzi va tuzilishi. Tishli uzatmaning harakatni uzatish tarzi bir juft tishli g'ildirakning ilashishiga asoslangan (3.2-shakl).



3.2-shakl. Tishli uzatmalar:

a – tashqi ilashmali; *b* – ichki ilashmali; *d* – tishli reykali.

Val o'qlarining joylashishi bo'yicha quyidagi tishli uzatmalar bor: **parallel o'qli uzatmalar**, ular tashqi va ichki uzatmali silindrsimon g'ildiraklardan tuziladi, **kesishadigan o'qli uzatmalar** – konussimon g'ildiraklardan tuziladi, **ayqash o'qli uzatmalar** – vintaviy, konussimon gipoid uzatmalar yordamida amalga oshiriladi. Bundan tashqari, tishli g'ildirak bilan reykanan iborat uzatma ham qo'llanib, unda g'ildirakning aylanma harakati reykaning ilgarilanma harakatiga o'zgartiriladi (3.2, *d*-shakl).

Tishlarni g'ildirakda joylashishi bo'yicha to'g'ri, qiya, shevron va doiraviy tishli turlarga bo'linadi. Shevron tishli g'ildiraklar silindrsimon g'ildiraklarda tayyorlanib, qiya tishlarga o'xshash bo'ladi.

Tish profili bo'yicha tishlar evolventaviy va doiraviy tishlarga bo'linadi. Bulardan eng ko'p tarqalgani 1760-yili Leonard Eyler tomonidan taklif etilgan evolventa profili hisoblanadi. Doiraviy profil 1954-yili rus olimi M. Novikov tomonidan taklif etilgan.

Tishli uzatmani baholash va qo'llanishi.

Tishli uzatmaning asosiy afzalliklari:

- yuqori yuklanish qobiliyati va kichik o'lchamlari;
- umrboqiyligi katta va ishonchligi yuqori (masalan, umumiy hol-larda qo'llanadigan reduktorlar uchun 30 000 soat **resurs** talab etiladi);

- yuqori foydali ish koeffitsiyenti (bir pog'onada 0,97–0,98 gacha);
- uzatish nisbati qiymatining doimiyligi (sirpanish bo'lmaydi);
- katta tezliklar (150 m/s gacha), quvvatlar (bir necha o'n minglab kVt gacha) va uzatish nisbatlar (bir necha yuz va hatto ming) oralig'ida qo'llanishi mumkin.

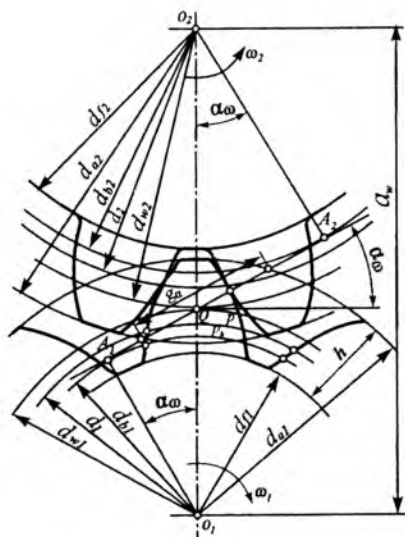
Tishli uzatmalarning kamchiligi qatoriga tayyorlash aniqligiga yuqori talab qo'yilishi, katta tezlikda ishlaganda yuqori shovqin chiqishi va dinamik yuklamani kamaytirish imkoniyatiga zararli ta'sir etadigan yuqori bikrligi kiradi. Ko'rsatilgan kamchiliklariga qaramay tishli uzatmalar boshqa uzatmalarga qaraganda ko'p ishlatiladi. Ular mashinasozlikning turli tarmoqlarida keng tarqalgan. Yuqorida ko'rsatilgan tishli uzatma turlaridan eng ko'p tarqalgani silindrsimon g'ildirakli uzatmalar bo'lib, ularni tayyorlash osonroq, ishda ishonchli va o'lchami kichik bo'ladi. Konussimon, vintaviy va gipoid uzatmalar qo'llanilishi faqat mashinaning joylashishidagi komponovka talabiga bog'liq bo'ladi.

3. Tishli uzatmalarning geometriyasi va kinematikasi to'g'risida asosiy ma'lumotlar

Tishli uzatmalarning geometriya va kinematikasiga tegishli hamma tushuncha va atamalar standartlashtirilgan. Standart bo'yicha atama, belgilash va tushunchalar hamda geometrik parametrlarni hisoblash usuli qabul qilingan.

Asosiy parametrlar. Tishli g'ildirakning kichigi shesternya, kattasi esa g'ildirak deb ataladi. «Tishli g'ildirak» atamasi umumiy hisoblanadi. Shesterna parametriga 1 indeks, g'ildirakka esa 2 indeks qo'yiladi (3.3-shakl). Bundan tashqari, yana quyidagi indekslar qo'llanadi: b – asosiy sirt yoki aylana; a – tishning uchi va kallagidan o'tuvchi sirt yoki aylana; f – tishning tubi va oyog'idan o'tuvchi sirt yoki aylana; bo'luvchi sirt yoki aylanaga tegishli parametrlarga qo'shimcha indeks qo'yilmaydi.

Tishli g'ildiraklar jufti parametrlari va ular orasidagi munosabatni to'g'ri tishli silindrsimon g'ildiraklarda ko'rib chiqish osonroq bo'ladi. Qiya tishli g'ildiraklarning o'ziga xosligini alohida ko'rib chiqamiz. z_1 va z_2 – shesterna va g'ildirak tishlar soni; p – tishning bo'luvchi aylana bo'yicha qadami (u boshlang'ich reyka qadamiga teng bo'ladi); $p_b = p \cos \alpha$ – tishning asosiy aylana bo'yicha qadami; α – bo'luvchi burchak



3.3-shakl. Silindrsimon to'g'ri tishli ilashmaning geometrik o'lchamlari.

profili (boshlang'ich konturning profil burchagiga teng bo'ladi), ΓOCT 13755-81 bo'yicha $\alpha = 20^\circ$; α_w – ilashish burchagi yoki boshlang'ich profil burchagi:

$$\cos \alpha_w = \frac{a \cos \alpha}{a_w};$$

$m = \frac{P}{\pi}$ – tishning aylana moduli (tish o'lchamlarining asosiy xarakteristikasi). Modullar qiymati 0,05–100 mm oraliqda standartlashtirilgan (ΓOCT – bo'yicha). Ularning qiymati 3.1-jadvalda keltirilgan, $d = \frac{P_z}{\pi} = mz$ – bo'luvchi diametr (tishning kesish davrida kesuvchi asbob aylanadigan sirt diametri);

$d_b = d \cos \alpha$ – asosiy diametr (yoyilmasi tish evolventasi bo'lgan aylana diametri);

d_{w1} va d_{w2} – boshlang'ich diametrlar (aylanish davrida tishli g'ildiraklar jufti aylanadigan aylana diametrlari).

Qatorlar	Modul, mm
1-nci	1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25
2-nci	1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18; 22

Izoh: 1-qatordan tanlash maqsadga muvofiq

$$d_{w_1} = \frac{2a_w}{\left(\frac{z_2}{z_1} + 1\right)}; \quad d_{w_2} = 2a_w - d_{w_1}.$$

Kesuvchi asbobni siljitishsiz tayyorlangan uzatmalarda va jami siljitish $x_{\Sigma}=0$ bo'lganda boshlang'ich va bo'luvchi aylanalar mos tushadi:

$$d_{w_1} = d_1 = mz_1; \quad d_{w_2} = d_2 = mz_2.$$

G'ildirak tishlarini kesuvchi asbobni siljitib tayyorlaganda kesuvchi reyka (asbob)ning bo'luvchi aylanasi markazga xm masofaga yaqinlashadi yoki markazdan uzoqlashadi; x – boshlang'ich konturni siljish koeffitsiyenti. Markazdan uzoqlashish musbat ($x>0$), yaqinlashish esa manfiy ($x<0$) deb hisoblanadi.

$$a_w = 0,5(d_{w_1} + d_{w_2}) - \text{o'qlararo masofa};$$

$$a_w = m(0,5z_{\Sigma} + x_{\Sigma} - \Delta y),$$

bu yerda, $z_{\Sigma} = z_1 + z_2$; $x_{\Sigma} = x_1 + x_2$; $\Delta y - x_{\Sigma} \neq 0$ bo'lganda tenglashtiruvchi siljish koeffitsiyenti (ГОСТ 16532–70 bo'yicha aniqlanadi). Siljitishsiz tayyorlangan uzatmalar uchun $x_1 = -x_2$ yoki $x_{\Sigma} = 0$ bo'lsa, $\Delta y = 0$.

$$a_w = a = 0,5m(z_1 + z_2), \quad h = m(2h_a^* + c^* - \Delta y) - \text{tish balandligi};$$

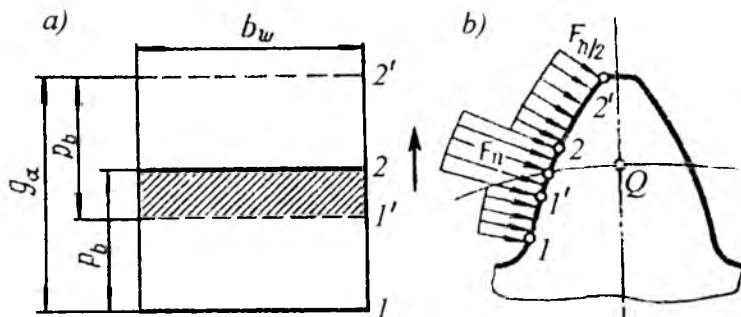
$$d_a = d + 2m(h_a^* + x - \Delta y) - \text{tish uchidan o'tuvchi diametr};$$

$$d_f = d - 2m(h_a^* + c^* - x) - \text{tish tubidan o'tuvchi diametr}.$$

h_a^* tish kallagi balandligi koeffitsiyenti (ГОСТ 13755–81 bo'yicha $h_a^*=1$; c^* – radial tirqish koeffitsiyenti (ГОСТ 13755–81 bo'yicha $c^*=0,25$).

Siljitishsiz tayyorlangan g'ildiraklar uchun $h=2,25m$; $d_a=d+2m$; $d_f=d-2,5m$; A_1A_2 – ilashish chizig'i (asosiy aylanalarga umumiy urinma bo'ladi); g_α – faol ilashish chizig'i (tish uchi aylanalari bilan cheklanadi); Q – ilashish qutbi (boshlang'ich aylanalarning urinish nuqtasi va bir vaqtda g'ildirak O_1O_2 markazlarini tutashtiruvchi chiziq bilan ilashish chizig'ini kesishuvchi nuqtasi).

Yon qoplanish koeffitsiyenti ε_α va tish profili bo'yicha yuklanishining taqsimlanishi. G'ildiraklar aylanishida kontakt chizig'i ilashish maydonida aylanadi (3.4, *a*-shakl). Bu maydonning bir tarafida faol ilashish chizig'i g_α , boshqa tarafida esa tishli gardish ishchi uzunligi b_w bo'ladi. Tishlarning birinchi jufti tutashuvi 1 ilashish maydonining boshida bo'lsin, unda $P_b < g_\alpha$ da bo'lgani uchun ilashmada yana ikkinchi juft tish ham tutashuvda bo'ladi (2 tutashuv chizig'i). G'ildiraklarning aylanishida 1 va 2-chiziqlar ko'rsatilgan yo'nalishda siljiydi. Ikkinchi juft maydon chizig'i 2' dan o'tganda, birinchi juft 1' holatni egallaydi. Harakatning keyingi davom etishida 1'–2-bo'lakda ilashmada faqat bir juft tish bo'ladi. Bir juftli ilashma 1-juft 2-holatni egallaguncha davom etadi. Shu lahzada ilashmaga tishlarning keyingi jufti kiradi va yana ilashmada ikki juft ilashadi.



3.4-shakl. Ilashish maydoni va tish profilida yuklanishning taqsimlanishi.

Ilashish maydonidan tish profiliga o'tadigan bo'lsak (3.4, *b*-shakl), quyidagini ko'rsatish mumkin, bir tishli ilashish zonasi 1'–2 tish o'rtasida yoki ilashish qutbi yaqinida joylashadi. Bir juftli ilashish zonasida tish F_n

to'liq yuklamani uzatadi, ikki juftli ilashish zonasida esa (taqriban) – faqat yuklanishning yarmini uzatadi. Bir juftli ilashish zonasining o'lchami yon qoplanish koeffitsiyenti qiymatiga bog'liq bo'ladi:

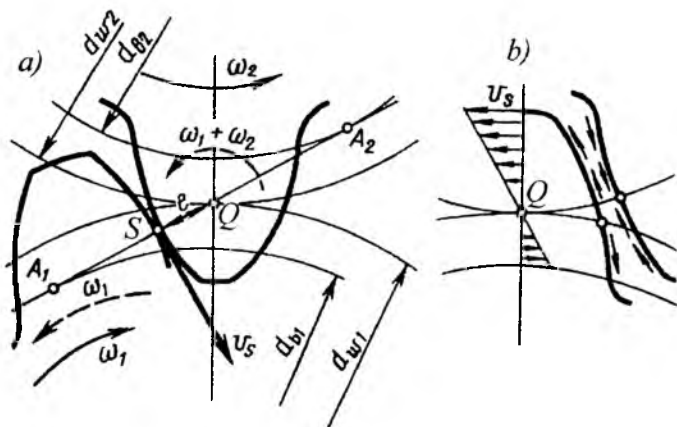
$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{g_{\alpha}}{P_b}$$

Ilashmaning uzluksizligi va uzatmaning ravonligi shartidan $\varepsilon_{\alpha} > 1$ bo'lishi kerak.

Ilashmadagi sirpanish va ishqalanish. Tutashuv nuqtalarida (3.5, a-shakl) tishlarning dumalashi va sirpanishi kuzatiladi. Sirpanish tezligi v_{sir} ni nisbiy tezlik sifatida mexanikaning ma'lum qoidasidan foydalanib aniqlash mumkin. Bunda butun tizimga ω_1 ga teskari yo'nalishda burchak tezlik beriladi. Bunda shesternya to'xtaydi, g'ildirak esa ilashish qutbi Q (oniy markaz sifatida) atrofida $(\omega_1 + \omega_2)$ burchak tezligi bilan buriladi. S nuqtadagi nisbiy harakat (sirpanish) tezligi quyidagicha bo'ladi

Sirpanish tezligi tutashuv chizig'i nuqtasidan qutbgacha bo'lgan masofaga proporsional bo'ladi.

$$v_1 = e(\omega_1 + \omega_2).$$



3.5-shakl. Tishli ilashmadagi sirpanish va ishqalanish.

Tish sirti bo'yicha (3.5, *b*-shakl) maksimal sirpanish tish oyog'i va kallagida hosil bo'ladi. Boshlang'ich aylanada uning qiymati nolga teng bo'ladi va yo'nalishini o'zgartiradi. Sirpanish ishqalanish bilan birga sodir bo'ladi.

Ishqalanish ilashmadagi yo'qotishlar va yeyilishning sababchisi bo'ladi. Yetaklovchi tishda ishqalanish kuchi boshlang'ich aylanadan yo'nalsa, yetaklanuvchi tishlarda aksincha, boshlang'ich aylanalarga qarab yo'naladi.

G'ildirak diametrlari bir xil bo'lsa, sirpanish tezligi tish kallagi va ilashish moduli ko'payishi bilan oshadi.

Demak, tishlar soni ko'p bo'lgan kichik modulli g'ildiraklarda tishlar soni kam bo'lgan katta modulli g'ildiraklarga nisbatan sirpanish kam, foydali ish koeffitsiyenti esa yuqori bo'ladi.

G'ildiraklarni tayyorlash aniqligi va uning ilashma sifatiga ta'siri. Ilashma sifati tishli g'ildiraklar va uzatma detallari (korpus, podshipnik va vallar)ni tayyorlash aniqligiga bog'liq bo'ladi. Detailarni tayyorlash va yig'ish aniqligi tishli g'ildiraklarning o'zaro holatini aniqlaydi. Detailarning deformatsiyasi ham uzatma sifatiga ta'sir qiladi. Tishli g'ildiraklarni tayyorlashdagi asosiy xatoliklar quyidagilar bo'ladi: qadamning tish profili shaklining va tishning yasovchi, bo'luvchi silindr yo'nalishidagi xatoliklari.

Qadam va profilning xatoliklari uzatmaning kinematik aniqligi va ilashishdagi ravonligini buzadi. Uzatmada uzatish nisbati i ning faqat o'rtacha qiymati o'zgarmas bo'ladi: i ning oniy qiymati aylanish davomida davriy ravishda o'zgaradi. Uzatish nisbati qiymatining o'zgarishiga, ayniqsa, aniq kinematik zanjirlar (stanoklar, priborlar)da yo'l qo'yib bo'lmaydi. Kuch uzatadigan tezyurar uzatmalarda qadam va profil xatoligi qo'shimcha dinamik yuklanish, ilashmadagi zarb va shovqinni keltirib chiqaradi.

Tish yo'nalishidagi xatolik vallarning qiylanishi bilan birga tish uzunligi bo'yicha yuklanishning notekis taqsimlanishini keltirib chiqaradi.

Tishli uzatmalarning aniqligi ГООТ bo'yicha belgilanib, 12 aniqlik darajasini ko'zda tutadi. Har bir aniqlik darajasi uchta ko'rsatkich bilan xarakterlanadi:

1) kinematik aniqlik me'yori, bunda etalon g'ildirak bilan ilashayotgan tishli g'ildirakning bir aylanishida uzatish nisbatining eng katta xatoligi yoki burilish burchagining to'la xatoligi cheklanadi;

2) **ilashish ravonligi me'yori**, bunda uzatish nisbatining ko'p bor qaytariladigan siklik xatoliklari yoki g'ildirakning bir aylanishidagi burilish burchagi cheklanadi;

3) **tish tutashishi me'yori**, bunda tishni tayyorlash va yig'ishdagi ilashmadagi kontakt dog'i (tish uzunligi bo'yicha yuklanish taqsimlanishi)ning o'lchamlariga ta'sir etadigan xatoliklar cheklanadi.

Aniqlik darajasi uzatmaning vazifasi va ishlash sharoitiga qarab tanlanadi. Eng ko'p tarqalgan aniqlik darajalari 3.2-jadvalda ko'rsatilgan.

Eng ko'p qo'llanadigan aniqlik darajalari

3.2-jadval

Aniqlik darajasi	Aylana tezlik, m/s, eng kattasi		Qo'llanishi
	to'g'ri tishli	qi'ya tishli	
6 (yuqori aniqlikda)	15	30	Yuqori tezlikdagi uzatmalar, aniq kinematik bog'lanishli mexanizmlar – bo'luvchi, hisoblovchi va sh.k.
7 (aniq)	10	15	Katta tezlik va silkinishsiz yuklanishlar yoki katta yuklanish va silkinishsiz tezliklar
8 (o'rta aniqlik)	6	10	Umumiy mashinasozlikdagi maxsus aniqlik talab etmaydigan uzatmalar
9 (past aniqlikda)	2	4	Aniqligiga past talablar qo'yiladigan sekinyurar uzatmalar

Standart alohida me'yorlar bo'yicha turli darajalarni qo'llashga imkon beradi. Masalan, sekinyurar katta yuklanish uzatadigan uzatmalar uchun tishlar tutashuvini boshqa me'yorlariga nisbatan yuqori me'yorini tanlash mumkin, tezyurar kam yuklanish uzatadigan uzatmalar uchun – ravonlikning yuqori me'yorini tanlash mumkin va h.k.

Ilashmadagi tishlar qisilib qolishining oldini olish uchun yonbosh tirqish qoldirish lozim. Tirqishning o'lchamlarini tishli g'ildirak tutashish turlari belgilaydi.

Standartda oltita tutashuv turi ko'rsatilgan:

N – nolinchir tirqish;

Ye – tor tirqish;

S va D – kichraytirilgan tirqish;

V – normal tirqish;

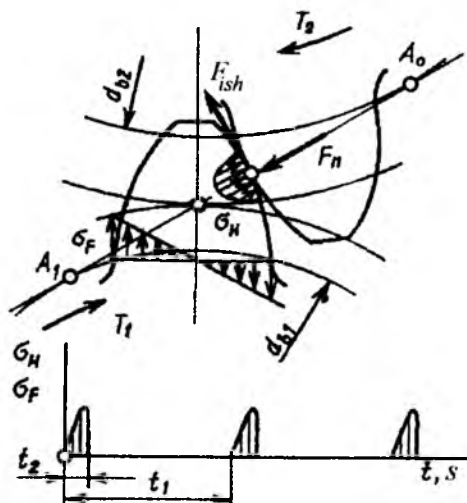
A – kattalashtirilgan tirqish.

N, Ye va S tutashuvlarda g'ildiraklarni yuqori aniqlikda tayyorlash talab etiladi.

Bu tutashuvlar harakat yo'nalishini o'zgartiradigan – revers qiladigan uzatmalarda kinematik aniqlikka yuqori talab qo'yilganda hamda vallarning burama tebranishlari mavjud bo'lganda qo'llanadi. Standart bulardan tashqari o'qlararo masofa, vallarning qiyalanish (og'ish)i va ba'zi boshqa parametrlarga ham cheklanishlar qo'yadi.

4. Tishli uzatmalarning ishlash qobiliyati va hisoblash mezonlari

Ilashmada tishning ishlash sharoiti. Burovchi moment uzatishda ilashmada normal kuch F_n dan tashqari sirpanish bilan bog'liq ishqalanish kuchi $F_{ishq} = F_n f$ ham ta'sir qiladi (3.6-shakl). Bu kuchlar ta'siridan tish murakkab kuchlanish holatida bo'ladi (3.7-shakl). Uning ishchanlik qobiliyatiga ikkita asosiy kuchlanish – kontakt kuchlanish σ_H va eguvchi kuchlanish σ_F ta'sir etadi.



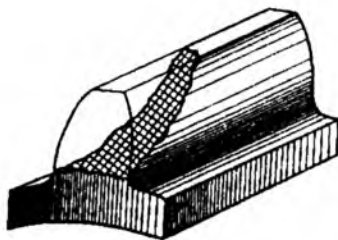
3.6-shakl. Tishda hosil bo'ladigan kuchlanishlar.

Ular vaqt davomida uzlukli noldan boshlanuvchi sikl bo'yicha o'zgaradi (3.6-shakl). σ_F ning g'ildirak bir aylanishidagi vaqti (t_1) bitta tishning ilashmada bo'lish davomiyligi (t_2)ga bog'liq, σ_H kuchlanish undan ham kichik vaqtda ta'sir etadi. Bu vaqt tutashuv sirti nuqtasining kontakt kuchlanish tarqalishi bilan bog'liq davomiyligi bo'ladi.



3.7-shakl. Tishning murakkab kuchlanish holati.

O'zgaruvchan kuchlanishlar tishning toliqishdan yemirilishiga sabab bo'ladi: eguvchi kuchlanish ta'siridan tishning sinishi va kontakt kuchlanish ta'siridan sirtlarning uvalanishi. Kontakt kuchlanishlar va ilashmadagi ishqalanish yeyilish, yulinish va tish sirtlarining boshqa yemirish turlariga ham ta'sir etadi.



3.8-shakl. Tishning sinishi.

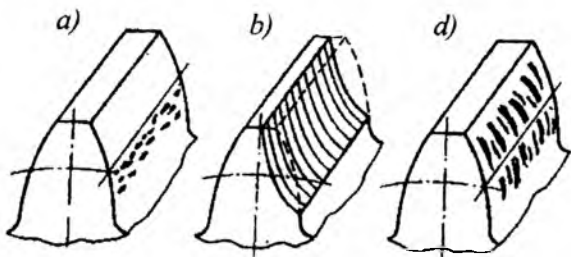
Tishning sinishi (3.8-shakl) eguvchi kuchlanish ta'siri bilan bog'liq bo'ladi. Yuklanish to'planishi (konsentratsiyasi) ta'siridan tish chetlarida sinish kuzatiladi. Tish sinishining **ikki xil turi** farqlanadi.

Zarbiy yoki hatto statik ta'sir etuvchi o'ta yuklanish ta'siridan sinish (uning oldini olish uchun o'ta yuklanish hosil bo'lishiga yo'l qo'yilmaydi yoki o'ta yuklanish hisobga olinadi).

Toliqishdan sinish, tishning nisbatan uzoq ishlash davrida o'zgaruvchan kuchlanish ta'siridan sodir bo'ladi (uning oldini olish uchun tish o'lchamlarini toliqishga hisoblashdan aniqlanadi). Bunda kuchlanish konsentratorlarini yo'qotish bo'yicha choralar alohida ahamiyat kasb etadi (ishlov berish chuqurliklari, quymadagi cho'kindi va yoriqlarni, termik ishlovdagi mikrodarzlarni yo'qotish va sh. k.).

Tishlar sinishining oldini olish uchun umumiy choralar – modulni katalashtirish, tish kesishida musbat siljitish kiritish, termik ishlov, tishni puxtalash, tish chekkalaridagi kuchlanish to'planishining oldini olish (bikr vallar, chetlari kertilgan tishlar, bochkasimon tishlar va boshqalar).

Tishlar sirtining yemirilishi. Tish sirti yemirilishining hamma turlari kontakt kuchlanishlar va ishqalanish bilan bog'liq bo'ladi (3.9-shakl).



3.9-shakl. Tish sirtining yemirilish turlari:
a – toliqishdan uvalanish; b – yeyilish; d – yulinish.

Uzatmalar yaxshi moylanish sharoitida ishlaganda tish sirtining asosiy yemirilish turi kontakt kuchlanish ta'siridan toliqishdagi uvalanish bo'ladi (3.9, a-shakl) (ko'pincha bunday holat yopiq, chang va ifloslanishlardan muhofazalangan, nisbatan tezyurar uzatmalarda sodir bo'ladi). Bunday uzatmalarning metall tishlari tutashuvining orasida yupqa moy qatlami bo'ladi. Bunda tishlarning yeyilishi juda kam bo'ladi. Uzatma tish sirt qatlamlarida uvalanish hosil bo'lgunga qadar uzoq muddat ishlaydi. Sirt qatlamlarda kichik chuqurchalar paydo bo'lib, ular rivojlanib, darzlarga aylanadi. Uvalanish, odatda, tish oyog'ida qutb chizig'iga yaqin joyda boshlanadi, bu yerda yuklanish bir juft tish bilan uzatiladi, tishlarning sir-

panish va dumalashining yo'nalishi moyning chuqurchalarga kirib, bosim hosil bo'lishi va metall zarrachasining ajralishiga sabab bo'ladi. Uvalanishda yaxlit moy qobig'i hosil bo'lish sharti buziladi, metall sirtlarning o'zaro tutashuvi hosil bo'lib, so'ngra sirtning yeyilishi yoki qirilishi tezlashadi. Ilk toliqish chuqurchalarining hosil bo'lishi har doim ham tishning yemirila boshlashiga belgi bo'lmaydi. Tishlarning qattiqligi yumshoq bo'lgan (<HB350) uzatmalarda cheklangan yoki boshlang'ich uvalanish holatlari kuzatiladi. Boshlang'ich uvalanish yetarli aniqlik bilan tayyorlanmagan uzatmalarning tishlarining ishlashib ketishi bilan bog'liq bo'ladi. U yuklanish to'planishi joylarida hosib bo'lib, oz muddat ishlagandan keyin rivojlanishi to'xtaydi. Bunda hosil bo'lgan chuqurchalar rivojlanmaydi va hatto butunlay yo'qolib ketadi. Keyingi uvalanishning to'xtashi, bu holatda yuklanish to'plangan joylarning yemirilishi tish sirti bo'ylab uning tekis taqsimlanishiga olib kelishi bilan izohlanadi. Tishlarning yuqori qattiqligida (>HB350), odatda, cheklangan uvalanish kuza-tilmaydi. Hosil bo'lgan chuqurchalar ularning chetlarining mo'rt, buzilishi oqibatida tez rivojlanadi.

Sezilarli yeyilish bilan ishlaydigan uzatmalarda uvalanish kuzatilmaydi, chunki bunda sirt qatlamlarining ko'chishi (yeyilishi) toliqishdan darzlar hosil bo'lishidan avvalroq bo'ladi.

Uvalanishning oldini olish uchun ko'riladigan choralar: tishli g'ildirak o'lchamalarini kontakt kuchlanishdan toliqishga hisoblashdan aniqlash; material qattiqligini termik ishlov berish hisobiga oshirish; g'ildirak tayyorlash aniqligini, xususan, tishlar tutashuvi me'yori bo'yicha oshirish.

Abraziv yeyilish (3.9, b-shakl) sifatsiz tayyorlanadigan uzatmalar-ning ishdan chiqishining asosiy sababi bo'ladi. Bunday uzatmalarga, eng avvalo, ochiq uzatmalar hamda yopiq, lekin abraziv zarrachalar (chang, yeyilish mahsulotlari va sh. k.) bilan ifloslanishdan yetarli muhofoza-lanmagan uzatmalar kiradi. Bunday uzatmalar qishloq xo'jaligi va transport mashinalarida, tog'-kon uskunalarida, yuk ko'tarish mashi-nalarida ishlatiladi. Yeyilgan uzatmada ilashmadagi tirqish kattalashadi, shovqin hosil bo'ladi, dinamik yuklanishlar ortadi. Shu bilan bir vaqtda yeyilgan tishning mustahkamligi ko'ndalang kesim yuzasi kamayishi hisobiga pasayadi. Agar o'z vaqtida tishli g'ildiraklar almashtirilmasa, ularning tishlari sinishi mumkin.

Tishning yeyilishi ko'pgina tasodifiy omillarga, birinchi navbatda, moyning ifloslanish jadalligiga bog'liq bo'ladi. Tasodifiy omillarni hisobga olish tishning yeyilishdagi hisobini qiyinlashtiradi. Shu sababli

tishning yeyilishini hisoblash bo'yicha nazariy asoslar yetarlicha ishlab chiqilmagan. Amaliyotda tishlarning yeyilishini hisobga olishda, ruxsat etilgan kontakt kuchlanishning miqdori o'xshash konstruksiyalarning ishlatilish tajribasidan olingan qiymatlargacha kamaytirib olinadi.

Tishlar yeyilishining oldini olish uchun umumiy choralar – tish sirtining qattiqligini oshirish, ifloslanishdan himoya qilish, maxsus moylarni qo'llash.

Yulinish (3.9, d-shakl) aksariyat katta yuklanish va katta tezlik bilan ishlaydigan uzatmalarda kuzatiladi. Bunday uzatmalarning tutashuv joylarida yuqori harorat hosil bo'lib, moy qatlamining uzilishi va metall sirtlar tutashuviga olib keladi. Bu joyda go'yoki metall zarrachalar bir-biriga payvandlanib, so'ngra mustahkamligi past metallning sirti yulinish chiqadi. Mustahkamligi yuqori tish sirtiga yopishgan o'simtalar ilashmadagi boshqa tish ishchi sirtlarining sirpanish yo'nalishida qiradi. Tish qirrasining urilishi yulinishga olib keladi.

Yulinishning oldini olish bo'yicha choralar, xuddi yeyilishning oldini olishga o'xshash bo'ladi. Tishlarni flanklashtirish va moyni jadal sovutish maqsadga muvofiq. Yuqori qovushoqli va kimyoviy faol qo'shimchali qirilishga qarshi moylar ishlatish samarali bo'ladi. Boshqa me'yorlar bo'yicha yuklanishning ruxsat etilgan qiymatlariga qaraganda yulinish bo'yicha ruxsat etilgan yuklanish qiymatini moy navini to'g'ri tanlab oshirish mumkin.

Plastik siljishlar (3.10-shakl) yumshoq po'latdan tayyorlangan katta yuklanish uzatadigan, sekinyurar g'ildiraklarda namoyon bo'ladi. O'ta yuklanish hollarida yumshoq sirtli tishlarda plastik deformatsiyalar hosil bo'lib, so'ngra ular sirpanish yo'nalishida siljiydi. Natijada qutb atrofida yetaklanuvchi g'ildirak tishlarida do'mboqcha, yetaklovchida esa unga mos ravishda ariqcha hosil bo'ladi. Do'mboqcha hosil bo'lishi ilashma to'g'riligini buzadi va tishlarning yemirilishiga olib keladi. Plastik siljishlarni tish ishchi sirtlari qattiqligini oshirib oldini olish mumkin.

Sirt yuzalari termik ishlov yo'li bilan puxtalangan tishlar (azotlashtirish, sementatsiya qilish, yu.ch.t.da toblash va sh.k.) qattiq sirtining **ko'chib tushib yemirilishi** sifatisiz termik ishlov berilganda bo'ladi. Bunday termik ishlov natijasida hosil bo'lgan ichki kuchlanishlar bo'shatilib yo'qotilmagan yoki tishlarning mo'rt qobig'i ostida yetarli mustahkam o'zagi bo'lmaydi. Ko'chib tushishlar o'ta yuklanish hollarida ko'payadi.



3.10-shakl. Tish sirtning plastik siljishi.

Tish sirtlarining yemirilish turlaridan uvalanish eng ko'p o'rganilgan. Shu sababli berilgan xizmat muddatida uvalanishning oldini oladigan ruxsat etilgan kontakt kuchlanishlar me'yorini ishlab chiqishga imkon bergan. Amalda uvalanishning oldini olish uchun kontakt kuchlanish bo'yicha hisoblash qo'llanadi.

Tish sirtlarining boshqa yemirilish turlari (plastik siljish, yuqori qatlamni ko'chib chiqishi)da hisoblash uchun maxsus usullar to'liq ishlab chiqilmagan, shu sababli ularni ko'rmaymiz. Amaliyotda ruxsat etilgan kuchlanishning me'yorlari uzatmani ishlatish tajribasida yuqorida zikr etilgan tish sirti yemirilish turlarini ham hisobga oladi. Bunda tishning yemirilish turlarining oldini olish uchun ko'rsatilgan choralarni qo'llash tavsiya etiladi.

Tishli uzatmalarni hisoblashda ikki kuchlanishdan – σ_H va σ_F lardan asosiysi kontakt kuchlanish hisoblanadi, chunki g'ildiraklarning hisobiy gabarit o'lchamlarida σ_H doimiy bo'lib, σ_F ni esa modulni kattalashtirish hisobiga kamaytirish mumkin.

3.2. Silindrsimon to'g'ri tishli g'ildiraklarni mustahkamlikka hisoblash

To'g'ri va qiya silindrik tishli uzatmalarni mustahkamlikka hisoblash GOST 21354-87 da standartlashtirilgan. «Mashina detallari» fanida bu hisobning asoslari ko'rib chiqiladi. Bunda amaliyotda ko'p qo'llaniladigan hisoblarning natijalariga kam ta'sir etadigan ba'zi soddalashtirishlar kiritilgan.

1. Tishli uzatmalardagi hisobiy yuklanish

Hisobiy yuklanish sifatida tish tutashuv chizig'i bo'yicha taqsimlangan maksimal solishtirma yuklanish qabul qilinadi:

$$q = \frac{F_n K}{l_\Sigma}, \quad (3.1)$$

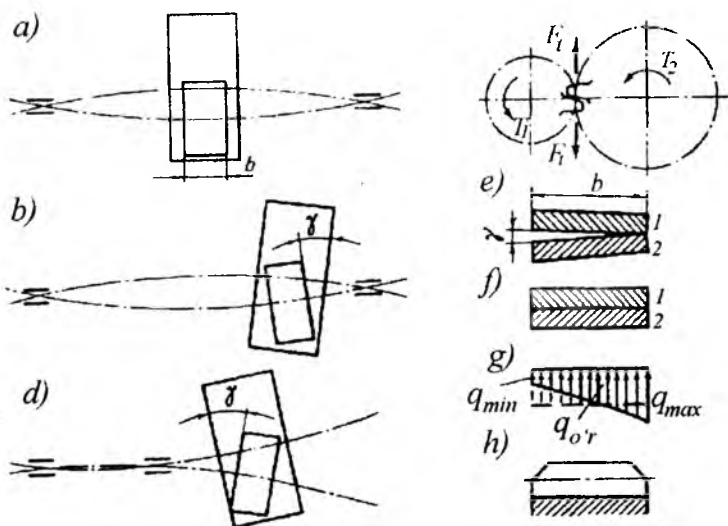
bu yerda, F_n – ilashmadagi normal kuch; $K = K_\beta K_v$ – hisobiy yuklanish koeffitsiyenti; K_β – yuklanishning to'planish (konsentratsiya) koeffitsiyenti; K_v – yuklanishning dinamik koeffitsiyenti; l_Σ – tishlar tutashuv chizig'ining umumiy uzunligi.

Yuklanish to'planishi va dinamik yuklanishlar kontakt hamda eguvchi kuchlanishlarga turlicha ta'sir etadi. Mos ravishda kontakt kuchlanish bo'yicha hisoblaganda K_H , $K_{H\beta}$, K_{Hv} va eguvchi kuchlanish bo'yicha hisoblaganda K_F , $K_{F\beta}$, K_{Fv} lar farqlanadi.

Yuklanishning to'planish koeffitsiyenti K_β . Tish uzunligi bo'yicha yuklanish to'planishi yoki notekis tarqalishi vallar, korpuslar, tayanchlar va tishli g'ildiraklarning o'zining deformatsiyasi hamda uzatmani tayyorlashdagi xatoliklar bilan bog'liq bo'ladi. Bu murakkab holatni faqat val egilishini hisobga oladigan misolda ko'rib chiqamiz.

3.11-shaklda vallarning turlicha joylashishidagi deformatsiyasida tishli g'ildiraklarning o'zaro joylashishi tasvirlangan: g'ildiraklarni tayanchlarga nisbatan – simmetrik (3.11, *a*-shakl), nosimmetrik (3.11, *b*-shakl) va konsol (3.11, *d*-shakl) joylashishi. Vallar ilashmadagi kuchlar ta'siridan turli taraflarga egiladi.

Tayanchlar simmetrik bo'lganda vallarning egilishi tishli g'ildiraklarning og'ishiga olib kelmaydi, demak, tish uzunligi bo'yicha yuklanish taqsimlanishini deyarli buzmaydi: bu eng qulay holat. Tayanchlarning nosimmetrik va konsol joylashuvida g'ildiraklar γ burchakka og'adi, bu esa tishlar tutashuvining to'g'riligini buzadi. Agar g'ildiraklar mutlaq biki bo'lganda, ular faqat o'zining chekkalari bilan tutashgan bo'lardi (3.11, *e*-shaklda ilashish tekisligida tishlar kesimi ko'rsatilgan). Tishlar deformatsiyasi og'ish ta'sirini kamaytiradi va ko'p hollarda ularning butun uzunligi bo'yicha tutashuvni saqlab qoladi (3.11, *f*-shakl). Lekin bunda tish alohida qismlarining deformatsiyasiga mos ravishda yuklanish qayta taqsimlanadi (3.11, *g*-shakl).



3.11-shakl. Valning deformatsiyasidan yuklanish to'planishi K_{β} hosil bo'lishi.

Nisbat

$$\frac{q_{\max}}{q_{o'r}} = K_{\beta},$$

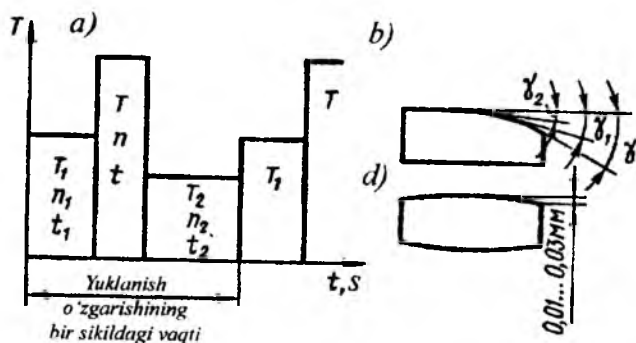
bu yerda, $q_{o'r}$ – yuklanishning o'rtacha intensivligi.

Boshqa sharoitlar teng bo'lganda tishning og'ishi g'ildirak eni (kengligi) ortishi bilan ortadi, shu sababli ham cheklanadi.

Yuklanish to'planishi kontakt kuchlanish va eguvchi kuchlanishni oshiradi. Amalda tish qirralari sinishining oldini olish uchun burchaklari kertilgan g'ildiraklar qo'llanadi (3.11-shakl, h). Agar g'ildiraklar ishlashib ketadigan materiallar (masalan, qattiqligi <HB350 bo'lgan po'latlar) dan tayyorlangan bo'lsa, yuklanish to'planishi asta-sekin mahalliy yeyilish ta'siridan kamayadi. Uzatmaning o'zgarmas yuklanishida tishlarning ishlashib ketishi yuklanish to'planishini to'liq yo'qotishi mumkin. O'zgaruvchan yuklanish (3.12, a-shakl) tishlarning pog'onasimon ishlashib ketishiga olib keladi (3.12, b-shakldagi tishning bo'ylama kes-

imi). Pog'onasimon ishlashib ketishda yuklanish to'planish qiymati kamayadi. Pog'onasimon yuklanish yoki tishlarning qirralashishi vallar deformatsiyasi va yuklanish qiymatiga mos bo'lgan og'ish burchagining o'zgarishi bilan bog'liq bo'ladi.

Har bir og'ish burchagiga tishlar tutashuvining o'z yuzasi tegishli bo'lib, bu yuza mos yuklanishdagi ishlashib ketishdan hosil bo'ladi. Tishlarning qattiqligi yuqori bo'lganda ($>HB350$) hamda yuqori tezlikli ($v < 15$ m/s) uzatmalarda kuchlanish to'planishining ishlashib ketishidan kamayishi kamroq bo'ladi. Katta tezliklarda tishlar orasida yeyilishdan muhofazalovchi moy qatlami hosil bo'ladi. Yuqori qattiqlikdagi tishlar va katta tezlikda ishlaydigan uzatmalarda kuchlanish to'planishini kamaytirish uchun nisbatan ensiz g'ildiraklar qo'llanadi va tishlarga bochkasimon shakl beriladi (3.12, d-shakl). Tishlarga bochkasimon shakl berish uchun tish uzunligi bo'yicha kesish chuqurligi o'zgartiriladi. Uzatmani loyihalashda kuchlanish to'planishiga ta'sir etadigan hamma omillarni hisobga olish kerak va birinchi navbatda, bikr bo'lmagan val-lar, tayanchlar va korpuslarni qo'llamaslik kerak.



3.12-shakl. O'zgaruvchan yuklanishda tishning pog'onasimon ishlashib ketishi.

K_β koeffitsiyentni hisoblash qiyalik burchagi γ ni aniqlash bilan bog'liq. Bunda nafaqat vallar, tayanchlar va g'ildiraklarning deformatsiyasini aniqlash, balki uzatma detallarini o'rnatishdagi xatoliklari va tishlarning ishlashib ketishini hisobga olish kerak. Bularning hammasi masalani to'g'ri yechishni qiyinlashtiradi. ГОСТ 21354-87 da K_β ni taqribiy baholash uchun grafiklar keltirilgan. Grafiklardagi egri chiziqlar,

reduktorsozlikda qabul qilingan uzatmalarning bikrligi va aniqligiga qo'yiladigan me'yorlarga mos keladi. Egri chiziqlar g'ildiraklarni tayanchlarga nisbatan turlicha joylashish holatlarini (simmetrik, nosimmetrik, konsol) va tayanchlarda sharikli yoki rolikli podshipniklar qo'llanganini hisobga oladi. Grafiklarda tish enini koefitsiyent $\varphi_{bd} = \frac{b_w}{d}$

orqali hisobga olinadi. Tishlarning ishlashib ketishini hisobga olish uchun tishlarning qattiqligiga qarab turli grafiklar keltirilgan.

O'zgarmas yuklanishda, tish qattiqligi <HB350 va uzatma tezligi $v < 15$ m/s bo'lsa, $K_{\beta} = 1$ deb olish mumkin.

Talabalar kurs loyihasi bo'yicha topshiriqni bajarishlarida K_{β} koefitsiyentini ikki bor qo'llashadi: loyihalovchi va tekshiruvchi hisobda.

Loyihalovchi hisobda uzatma kontakt kuchlanish bo'yicha loyiha-laganda $K_{H\beta}$ koefitsiyentni 3.3-jadvaldan tanlash tavsiya etiladi.

Kichik qiymatlarni nisbati $\varphi_{bd} = \frac{b}{d_1} = 0,4$ bo'lgan uzatmalarda qo'llanadi; φ_{bd} qiymati 0,6 gacha oshganida konsol joylashishda va φ_{bd} 0,8 gacha oshishida nosimmetrik joylashganda jadvaldagi K_{β} ning katta qiymati tanlanadi. O'zgarmas yuklanishda $K_{H\beta} = 1$.

Uzatmani tekshiruvchi hisobida $K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$ koefitsiyentlarini jadvallar yordamida topiladi. Bu jadvallar ГОСТ 21354-87 dagi grafiklar yordamida tuzilgan.

O'zgaruvchan yuklanishda xizmat qiladigan reduktor tishli uzatmalari uchun $K_{H\beta}$ koefitsiyentining taxminiy qiymatlari

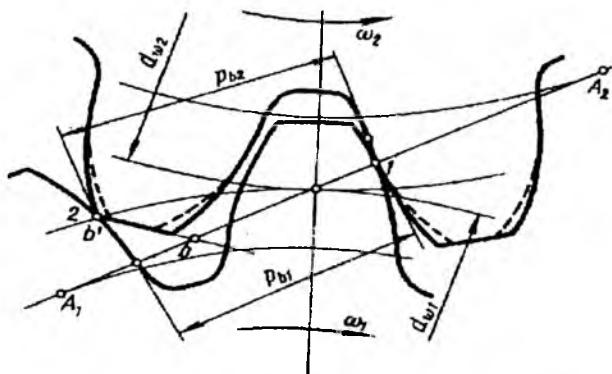
3.3-jadval

Tishli g'ildiraklarning tayanchlarga nisbatan joylashuvi	Tish sirtlarining HB da qattiqligi	
	<350	>350
Simmetrik	1,00–1,15	1,05–1,25
Nosimmetrik	1,10–1,25	1,15–1,35
Konsol	1,20–1,35	1,25–1,45

Yuklanishning dinamik koefitsiyenti. K_v koefitsiyent faqat tishli uzatmaning o'ziga xos bo'lgan ichki dinamik yuklanishlarni hisobga oladi. Dvigatel va ijro etuvchi mexanizmning ish tartibi bilan bog'liq tashqi dinamik yuklanishlar o'zgaruvchan yuklanishda ruxsat etilgan kuchlanishlarni tanlaganda e'iborga olinadi. Yuqorida uzatish nisbati

only qiymatining o'zgaruvchan bo'lishiga asosiy sabab tishlarni tayyorlashdagi xatoliklar ekanligi ko'rsatib o'tilgan edi. Bu shuni bildiradi ki, $\omega_1 = \text{const}$ da, $\omega_2 \neq \text{const}$ bo'lmaydi, demak, $\frac{d\omega_2}{dt} \neq 0$. Ilashmada qo'shimcha

dinamik moment $T_v = J \frac{d\omega_2}{dt}$ hosil bo'ladi, bu yerda: J – yetaklanuvchi massalarning inersiya momenti. Dinamik yuklanishlarning qiymatiga asosiy qadam P_b ning xatoliklari asosiy ta'sirni ko'rsatadi. 3.13-shaklda g'ildirak qadami shesterna qadamidan katta bo'lganda, ya'ni $P_{b2} > P_{b1}$ dagi ilashma tasvirlangan.



3.13-shakl. G'ildirak tishi qadami shesterna tishi qadamidan katta bo'lganda ilashish.

Evolventaviy ilashma qoidasiga binoan ilashma qutbining doimiy holatida yoki ilashma hamma nuqtalarining $A_1 A_2$ ilashish chizig'ida joylashishda $i = \frac{d\omega_2}{d\omega_1} = \text{const}$ bo'ladi. Agar $P_{b2} > P_{b1}$ bo'lsa, tishlarning ikkinchi jufti b' nuqtada, ya'ni ilashish chizig'i b nuqtaga chiqquncha ilashmaga kiradi. Bunda uzatish nisbatining oniy qiymati o'zgaradi. b' nuqtada chekka zarb deb ataladigan hodisa sodir bo'ladi. $P_{b2} > P_{b1}$ da esa tishlarning o'rtasi zarb bilan ilashadi (o'rtadan zarb). Chekka zarb nafaqat dinamik yuklanishni ko'taradi, balki tishning qirilishiga ham sabab bo'ladi. Zarb ta'sirini kamaytirish uchun tish yuqori qismlarida evolventa tish tanasi hisobidan chetga chiqishlar – kertiklar bilan tayyorlanadi

(3.13-shaklda shtrix chiziq bilan ko'rsatilgan). Bunday tishlar flanklashtirilgan deyiladi. Flanklashtirilgan tishlar o'xshash tish kesuvchi asboblardan kesiladi, lekin ularning boshlang'ich konturlariga kertiklar kiritilgan bo'ladi.

Qo'shimcha dinamik yuklanishning qiymati qadam xatoligi, aylana tezlik, biriktirilgan massalar, tizimning elastikligi va boshqalar qiymatiga bog'liq bo'ladi.

K_v koefitsiyent quyidagi formula bo'yicha hisoblanadi:

$$K_v = 1 + \frac{q_v}{q},$$

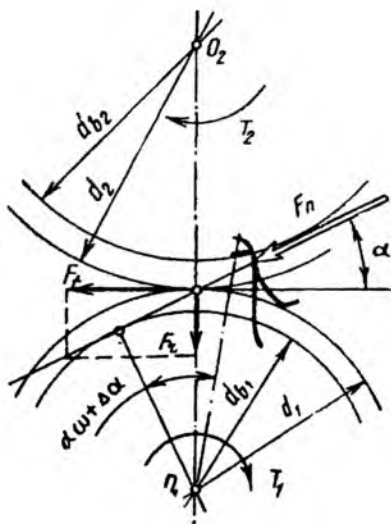
bu yerda, q_v – solishtirma dinamik yuklanish, q – yuklanishning to'planish zonasida solishtirma hisobiy ishchi yuklanish.

K_v ning hisobi K_β ning hisobiga o'xshash qiyinchilik tug'diradi. Shu sababli, uning qiymatlari jadvallarda beriladi. Jadvaldagi K_{Hv} , K_{Fv} larning qiymatlari uzatmalarning aniqlik darajasi, tish sirti qattiqligi va aylana tezlik qiymatlariga qarab tanlanadi.

To'g'ri tishli g'ildiraklar uchun $v \leq 5$ m/s bo'lganda ГОСТ 1643-81 bo'yicha 8-aniqlik darajasini tanlash tavsiya etiladi; bunda $K_{Hv}=1,05 \div 1,10$ bo'ladi. K_{Hv} , K_{Fv} koefitsiyentlarning qiymatlari faqat hisoblarda e'iborga olinadi.

2. Tishli uzatma tishlarini kontakt kuchlanish bo'yicha mustahkamlikka hisoblash

Silindrsimon to'g'ri tishli uzatmada hosil bo'ladigan kuchlar. 3.14-shaklda F_n – normal kuch, u tish ishchi sirtlariga umumiy normal sifatida ilashish chizig'i bo'ylab yo'naladi. Uzatmaga ta'sir etuvchi kuchlarni ilashma qutbiga qo'yish qabul qilingan. Bunda F_n kuch qutbga ko'chiriladi va aylana F_t hamda radial F_r tashkil etuvchilarga ajratiladi. Bunday ajratish vallar va tayanchlarni hisoblash uchun qulay bo'ladi, F_t va d ning qiymatlari bo'yicha hisoblanadi hamda u orqali boshqa tashkil etuvchilar ham hisoblanadi.



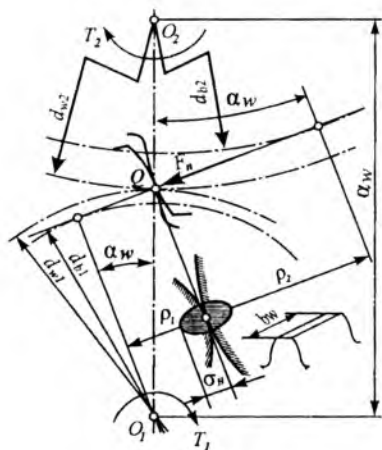
3.14-shakl. Silindrsimon to'g'ri tishli uzatmalarda hosil bo'ladigan kuchlar.

$$F_t = \frac{2T_1}{d_{w1}} \approx \frac{2T_1}{d_1}, \quad (3.2)$$

$$F_r \approx F_t \tan \alpha_w, \quad F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_w}. \quad (3.3)$$

Tish mustahkamligini kontakt kuchlanish bo'yicha hisoblash. Tadqiqotlardan kuzatilishicha, kontakt toliqishning eng kam qiymati tish ishchi sirtlarining bir juftli ilashish bo'ladigan juft zonasi yaqinida bo'ladi (3.14-shakl). Shu sababli kontakt kuchlanish bo'yicha hisobning ilashma qutbi tutashuvida bajarish qabul qilingan. Tishlar tutashuvini radiuslari ρ_1 va ρ_2 bo'lgan ikki silindr tutashuvi kabi ko'rish mumkin. Bunda kontakt kuchlanishlarni (2.11) formula bo'yicha hisoblash mumkin, ya'ni

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{q E_{kel}}{\rho_{kel}}} \quad (3.4)$$



3.15-shakl. Silindrsimon to‘g‘ri tishli uzatmadagi kontakt kuchlanish.

To‘g‘ri tishli uzatma uchun (3.1)–(3.3) formulalarni hisobga olsak:

$$q = \frac{F_n K_H}{b_w} = \frac{F_t K_H}{b_w \cos \alpha_w} = \frac{2 T_1 K_H}{d_{w1} b_w \cos \alpha_w}. \quad (3.5)$$

Tutashuv nuqtasida tishlar evolventasining egrilik radiuslari (3.15-shakl)

$$\rho_1 = \frac{d_{w1} \sin \alpha_w}{2}; \quad \rho_2 = \frac{d_{w2} \sin \alpha_w}{2}.$$

(2.12) formula bo‘yicha

$$\begin{aligned} \frac{1}{\rho_{kel}} &= \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} = \frac{2}{d_{w1} \sin \alpha_w} \pm \frac{2}{d_{w2} \sin \alpha_w} = \\ &= \frac{2}{d_{w2} \sin \alpha_w} \left(1 \pm \frac{1}{u} \right) = \frac{2}{d_{w1} \sin \alpha_w} \left(\frac{u \pm 1}{u} \right), \end{aligned} \quad (3.6)$$

bu yerda, $u = \frac{d_{w2}}{d_{w1}} = \frac{z_2}{z_1}$, «+» ishora tashqi, «-» ishora ichki ilashmaga tegishli bo‘ladi.

Ifodalarni (3.4) formulaga qo'yamiz va $\cos \alpha_w \sin \alpha_w = \sin \frac{2\alpha_w}{2}$ deb almashtirib, quyidagini hosil qilamiz:

$$\sigma_H = 1,18 \sqrt{\frac{E_{kel} T_1 K_H}{d_{w1}^2 b_w \sin 2\alpha_w} \left(\frac{u \pm 1}{u} \right)} \leq [\sigma_H]. \quad (3.7)$$

$z_2/z_1=u$ parametri ГОСТ 16532-70 bo'yicha uzatish soni deyiladi va katta g'ildirak tishlar sonining kichik g'ildirak tishlar soniga nisbatini bildiradi. Bunda harakat qaysi tarafga uzatilishi z_1 dan z_2 ga yoki z_2 dan z_1 uzatilishi uzatish soniga ta'sir etmaydi. Uzatish soni u uzatish nisbati i dan farq qiladi. Uzatish nisbati birdan katta yoki kichik, musbat yoki manfiy bo'lishi mumkin.

i ning o'rniga u ni qo'llanishining kontakt kuchlanishlar uchun qabul qilingan shakl bilan bog'liq (3.6 formulaga qarang), bunda $\rho_{kel} - d_1$ (kichik g'ildirak) orqali bo'lib, belgilangan d_2 (katta g'ildirak) orqali emas.

Kontakt kuchlanishlar qiymati, xuddi uzatish soni u kabi, qaysi g'ildirak yetaklovchi ekaniga bog'liq bo'ladi. u ning bunday aniq ifodalaniishi hisoblardagi xatoliklarning oldini oladi.

Uzatish soni faqat bir juftli g'ildirakka tegishli bo'lib, ko'p pog'onali reduktorlar, planetar, zanjirli, tasmali va boshqa uzatmalarda uni qo'llash tavsiya etilmaydi. Bu uzatmalarda faqat uzatish nisbati i ni qo'llash to'g'ri bo'ladi.

Kontakt kuchlanishlarning qiymati shesterna va g'ildirak uchun bir xil ta'sir etadi. Shu sababli hisob tishlar juftidan qaysi birining ruxsat etilgan kuchlanishi $[\sigma_H]$ kam bo'lgani uchun bajariladi (ko'pincha bu shesterna emas, g'ildirak bo'ladi).

(3.7) formula uzatmaning hamma zarur o'lchamlari va boshqa parametrlari ma'lum bo'lganda kontakt kuchlanish bo'yicha tekshirishda qo'llanadi. Loyihalovchi hisobda uzatma o'lchamlarini berilgan asosiy xarakteristikalar: burovchi momentlar T_1 yoki T_2 va uzatish soni u bo'yicha aniqlash kerak bo'ladi.

Shu maqsadda (3.7) formula d_1 va a ga nisbatan yechiladi. Boshqa noma'lum parametrlar taqriban baholanadi yoki to'plangan tajriba asosida tanlanadi. Bizning holda $d_{w1} \approx d_1$; $\alpha_w \approx \alpha = 20^\circ$ ($\sin 2\alpha \approx 0,6428$) olamiz. K_{Hv} aylana tezlikka bog'liq bo'ladi, tezlik hali noma'lum bo'lgani uchun

K_{Hv} koefitsiyentning o'rtacha qiymati $K_{Hv} \approx 1,15$ olinadi. Bunda K_{H1} koefitsiyentning qiymatidan faqat $K_{H\beta}$ qoladi. So'ngra $\psi_{bd} = \frac{b_w}{d_1}$ – shes-
terna enining diametriga nisbatini koefitsiyent bilan belgilaymiz.

(3.7) formulaga qiymatlarni qo'yib, uni d_1 ga nisbatan yechsak:

$$d_1 = 1,35 \sqrt[3]{\frac{E_{kel} T_1 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \psi_{bd}}} \left(\frac{u \pm 1}{u} \right). \quad (3.8)$$

Bu formulani o'qlararo masofa a ga nisbatan yechishda $T_1 = \frac{T_2}{u}$;
 $d_1 = \frac{2a}{(u \pm 1)}$ deb belgilaymiz va $\psi_{bd} = \frac{b_w}{a}$ – g'ildirak enini o'qlararo maso-
faga nisbatan koefitsiyentini kiritamiz. O'zgartirishlardan keyin

$$\psi_{bd} = 0,5 \psi_{ba} (u \pm 1) \text{ ni} \quad (3.9)$$

hisobga olib

$$a = 0,85(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{E_{kel} T_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_{ba}}}, \quad (3.10)$$

ni hosil qilamiz.

Silindrsimon tishli uzatmalarni hisoblaganda ko'pincha (3.10) for-
muladan foydalaniladi, chunki uzatmaning gabarit o'lchamlarini ko'-
pincha o'qlararo masofa belgilaydi. Shu mulohazalar asosida T_1 moment
(3.10) formulada T_2 bilan almashtirilgan. Chunki yetaklanuvchi g'ildi-
rakdagi T_2 momentning qiymati iste'molchini qiziqtiradigan uzatmaning
asosiy xarakteristikalaridan hisoblanadi (odatda, texnik topshiriqda
ko'rsatiladi).

ГОСТ 21354-87 ga ilovada po'lat tishli g'ildiraklar uchun (3.8) va
(3.10) formulalar quyidagi ko'rinishda keltirilgan:

$$\left. \begin{aligned} d_1 &= K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta}}{\psi_{bd} [\sigma_H]^2} \left(\frac{u \pm 1}{u} \right)} \\ a_w &= K_a (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_{ba}}} \end{aligned} \right\}; \quad (3.11)$$

bu yerda, K_d va K_a – yordamchi koeffitsiyentlar bo‘lib, ularni E_{kel} ning son qiymatini ildiz ostidan chiqarish hisobiga olingan. (3.11) formulani qo‘llaganda fizik kattaliklarni turli o‘lchov birligiga e‘tibor berish kerak: T – N·m, d va a – mm da, σ_H – MPa da.

Po‘latdan tayyorlangan tishli g‘ildiraklar uchun $K_d=780$ (MPa)^{1/3}, $K_a=490$ (MPa)^{1/3}.

a ning hisobiy qiymatini nostandart reduktorlar uchun R_a 40 qatordan tanlab olinadi: ... 80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 120; 125; 130, keyin 10 oraliq bo‘yicha 260 gacha va 20 oraliq‘i bo‘yicha 420 gacha.

Ixtisoslashtirilgan zavodlarda tayyorlanadigan standart reduktorlar uchun korpus detali son o‘lchamini cheklash bir korpusdan foydalanib bir necha reduktorni tayyorlash imkonini beradi. Shu sababli ГОСТ 2185-66 bo‘yicha bunday reduktorlarning quyidagi parametrlari standartlashtirilgan:

a_w – o‘qlararo masofaning qiymatlari:

1-qator – 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400,

2-qator – 71, 90, 112, 140, 180, 224, 280, 355, 450,

ψ_{ba} ning qiymatlari

0,1; 0,125; 0,16; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1,0; 1,25.

Uzatish soni u ning standart qiymatlari:

1-qator: 1; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10,0;

2-qator: 1,12; 1,4; 1,8; 2,24; 2,8; 3,55; 4,5; 5,6; 7,1; 9,0; 11,2.

Keltirilgan parametrlar qiymatini tanlashda ruxsat etilgan chetga chiqish $\pm 4\%$. Parametrlarni 1-qatordan tanlash maqsadga muvofiq.

Modul va tishlar sonini tanlash. (3.7) formulada modul va tishlar soni bevosita ishtirok etmaydi. Ular formulada $d_1=mz_1$ orqali qatnashi-shadi. Bundan ko‘rinadiki, kontakt kuchlanishlarning qiymati modul va tishlar sonining alohida qiymatlariga bog‘liq bo‘lmay, ularning ko‘paytmasi yoki g‘ildirak diametri orqali aniqlanadi. Kontakt mustahkamlik

sharti bo'yicha ma'lum d_1 qiymatida uzatma moduli istalgancha kichik bo'lib, faqat $mz_1=d_1$ tenglik saqlansa bo'ldi.

Modulning eng kichik joiz qiymati tishning eguvchi kuchlanish bo'yicha mustahkamlik shartidan aniqlanadi. Lekin bunday hisobda ko'pincha juda mayda tishli ilashma hosil qilinadi, ularni qo'llash amaliyotda katta qiyinchilik tug'diradi. Shu sababli m qiymatini amaliy tavsiyalar asosida tanlanib, so'ngra egilishga tekshirib ko'riladi. Bu tavsiyalarda quyidagilar hisobga olinadi.

Kichik modulli ko'p tishli g'ildiraklar uzatma yurishining ravonligi va iqtisodiy samaradorlik shartlari bo'yicha qulay bo'ladi. Kichik modullarda ishqalanishdagi yo'qotish kamayadi (sirpanish kamayadi), material sarfi kamayadi (tashqi diametr $d_a=d+2h_a$ m kamayadi) va tish kesishdagi stanokni ishlash vaqti (kesiladigan material hajmi) kamayadi.

Katta modulli tishlar hajmi yeyilishga chidamli bo'ladi, uvalanish boshlangandan keyin uzoq muddat ishlaydi, o'ta yuklanish va materialning bir jinsli emasligiga (quyma nuqsonlari va sh.k.) kam ta'sirchan bo'ladi. Kichik modulda uzatmaning aniqligi va bikrligiga talablar kuchayadi, chunki yuklanish to'planishi ta'siridan tish sinishi ehtimolligi ortadi, ayniqsa, o'ta yuklanish hollarida. Modulning qiymatini taqribiy baholashda 3.4-jadvaldan foydalanish mumkin. Bu jadvaldan ψ_m ni tanlab

$$m = \frac{b_w}{\psi_m} \text{ hisoblanadi,} \quad (3.12)$$

bu yerda,

$$b_w = \psi_{ba} d_1 = \psi_{ba} a. \quad (3.13)$$

hisoblangan m qiymati standartdan tanlab olinadi. Kuch uzatadigan uzatmalar uchun odatda $m > 1,5 \text{ mm}$ deb qabul qilinadi.

Moduli ma'lum bo'lgach, uzatmaning qolgan ko'rsatkichlarini ham hisoblash mumkin bo'ladi.

Siljitishtisiz tayyorlangan va $x_2=0$ bo'lgan uzatmalarda

$$\begin{aligned} d_1 &= \frac{2a}{(u \pm 1)}; & z_1 &= \frac{d_1}{m}; & z_2 &= z_1 u; \\ d_2 &= m z_2; & a &= 0,5(d_2 \pm d_1). \end{aligned} \quad (3.14)$$

$z_1 > z_{\min}$ bo'lishi kerak.

Modulning qiymatini taqribiy baholash

3.4-jadval

Konstruksiya	$\psi_m = b_w/m$, ko'pi bilan
1. Yuqori yuklanishli aniq uzatmalar, yuqori bikri vallar, tayanchlar va korpuslar $\leq \text{HB350}$ $> \text{HB350}$	45–30 30–20
2. Reduktordan alohida tayyorlangan odatdagi uzatmalarning yetarli biki vallari va tayanchlari bo'lsa: $\leq \text{HB350}$ $> \text{HB350}$	30–20 20–15
3. Qo'pol tayyorlangan uzatmalar, masalan, po'lat konstruksiyali tayanchlarda o'rnatilgan (kranlarda va sh.k.) yoki sifatsiz tayyorlangan g'ildiraklar (quyma), hamda ochiq uzatmalar, konsol vallar (konussimon uzatmalar), tezliklar qutisining qo'zg'aluvchan g'ildiraklari	15–10

Izoh: ψ_m ning kichik qiymatlari – qaytarma kam va muddatli ish sharoitlari, o'ta yuklanish va o'rtacha tezliklar uchun; ψ_m ning yuqori qiymatlari – uzoq muddatli ish sharoitlari, o'ta yuklanishning kam qiymatida va yuqori tezlikda.

Tezyurar uzatmalarda shovqinni kamaytirish uchun $z_1 \geq 25$ olish tavsiya etiladi. Tanlangan modulni uzil-kesil qabul qilish uchun tishning eguvchi kuchlanish bo'yicha mustahkamligi tekshiriladi.

Agar natija qoniqarsiz bo'lsa, m o'zgartiriladi va z ning yangi qiymatlari hisoblanadi.

Tekshirish hisobida σ_F ning qiymati $[\sigma_F]$ dan ancha kam chiqishi mumkin, bu – yo'l qo'yib bo'lmagan holat hisoblanmaydi, chunki ko'pchilik uzatmalarning yuklanish qobiliyati eguvchi kuchlanish bo'yicha emas, kontakt kuchlanish bo'yicha chegaralanadi. Agar σ_F ning qiymati ruxsat etilgandan katta chiqsa, kesuvchi asbobni musbat siljitish bilan tayyorlangan g'ildiraklar qo'llanadi yoki modul m oshiriladi. Bu shuni bildiradiki, bu uzatma (material)da hal qiluvchi ahamiyatga kontakt mustahkamlik emas, balki eguvchi kuchlanish ega bo'ladi. Amaliyotda bunday hollar yuqori qattqlikda tayyorlangan g'ildiraklar $> \text{HRC } 50-60$ (masalan, sementatsiya qilingan tishlar)da uchraydi.

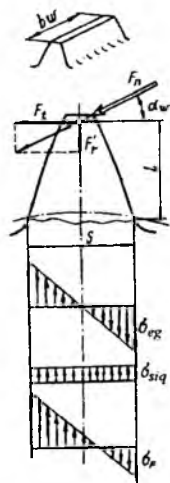
3. G'ildirak tishlarini eguvchi kuchlanish bo'yicha mustahkamlikka hisoblash

Tish murakkab kuchlanish holatida bo'ladi (3.16-shakl). Eng katta eguvchi kuchlanish tish asosida evolventa qismining galtelga o'tish joyida hosil bo'ladi. Bu yerda kuchlanish to'planishi ham kuzatiladi. Asosiy hisobiy ifodalarni iloji boricha oson keltirib chiqarish va asosiy parametrlarni tish mustahkamligiga ta'sirini hisobga olish maqsadida avval soddalashtirilgan hisobni ko'ramiz, so'ngra esa tegishli koef-fitsiyentlar yordamida tuzatishlar kiritamiz. Bunda quyidagi mulohazalar qabul qilingan.

1. Butun yuklanish bir juft tish bilan uzatiladi va tish cho'qqisiga qo'yiladi. Amaliyotda bu holat 7,8 va undan past aniqlik darajasida tayyorlangan g'ildiraklar uchun to'g'ri bo'ladi. Ularning tayyorlanish aniqligi ikki juftli ilashmaning mavjud bo'lishini kafolatlay olmaydi. Masalan, tish qadamining xatoligi natijasida tishlar ilashmaga cho'qqi qismi bilan ilashish chizig'iga chiqishdan oldin kira boshlaydi. Bunda nazariy ikki juftli ilashish o'rniga bir juftli ilashish bo'ladi.

2. Tish konsol balka deb qaraladi. Bunda konsol balka uchun tekis kesimlar gipotezasi yoki materiallar qarshiligi usullarini qo'llash mumkin bo'ladi. Aslida tish do'nglikka o'xshash bo'lib, uning ko'ndalang o'lchamlari balandlik o'lchamlari bilan yaqin bo'ladi. Bunday elementlarda kuchlanishlarni aniq hisoblashni elastiklik nazariyasi usullari yordamida bajarish mumkin. Aniq hisoblash natijalarining soddalashtirilgan usuliga kuchlanish to'planishining nazariy koeffitsiyentini kiritish yo'li bilan hisobga olinadi.

F_n kuchni ta'sir chizig'i bo'yicha tish simmetriya o'qiga ko'chiramiz va F_t , F_r tashkil etuvchilarga ajratamiz. Bunda F_t aylana kuchning qo'yilish radiusi boshlang'ich aylana radiusidan biroz katta bo'ladi. Bu farqni hisobga olmaymiz. Asosiy aylananing vatariga yaqin xavfli kesimdagi eguvchi kuchlanish



3.16-shakl. Tishdagi eguvchi kuchlanishning hosil bo'lishi.

$$\sigma_F = \frac{F_t l}{W} - \frac{F_r'}{A},$$

bu yerda, $W = \frac{b_w s^2}{6}$ – egilishdagi kesim qarshilik momenti; $A = b_w s$ – kesim yuzasi; b_w, s va l – 3.16-shaklda ko'rsatilgan.

Formuladagi «-» ishora hisobiy kuchlanishning qiymati sifatida tishning cho'zilgan tarafidagi kuchlanish qabul qilinganligini bildiradi, chunki amalda ko'p holatlarda aynan shu tarafda toliqishdan yemirilish darzlari hosil bo'ladi (po'lat uchun cho'zilish siqilishdan xavfli bo'ladi).

l va s qiymatlari hisoblash uchun noqulay bo'ladi. Turli moduldagi tishlarning geometrik o'xshashligidan foydalanib, bu kattaliklarni o'lchamsiz koeffitsiyentlar orqali ifodalaymiz:

$$l' = \frac{l}{m} \quad \text{va} \quad s' = \frac{s}{m},$$

bu yerda, m – tish moduli.

Hisobiy koeffitsiyentlarni o'rniga qo'yib belgilashlar kiritgandan so'ng,

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F}{b_w m} \left[\frac{6l'}{(s')^2} - \frac{\operatorname{tg} \alpha_w}{s'} \right] K_{naz} \text{ ni hosil qilamiz}$$

bu yerda, K_F – hisobiy yuklanish koeffitsiyenti, K_{naz} – kuchlanish to'planishining nazariy koeffitsiyenti.

So'ngra belgilash kiritamiz:

$$Y_F = \left[\frac{6l'}{(s')^2} - \frac{\operatorname{tg} \alpha_w}{s'} \right] K_{naz}, \quad (3.15)$$

Y_F – tish shakli koeffitsiyenti, uning qiymatlari tashqi ilashma tishlari uchun grafikda beriladi. Ichki ilashma tishlari uchun $Y_F = 3,5-4$ olinadi, bunda z ning kam sonlarida katta qiymatlar olinadi.

Bunda to'g'ri tishli uzatmalar uchun hisobiy formula quyidagi ko'rinishga keltiriladi:

$$\sigma_F = \frac{Y_F F_t K_F}{b_w m} \leq [\sigma_F], \quad (3.16)$$

bu yerda, $[\sigma_F]$ – eguvchi kuchlanishning ruxsat etilgan qiymati.

Loyihalovchi hisobni chiqarish uchun (3.16) formulani modulga nisbatan yechiladi, bunda $b_w = \psi_m m$, $F_t = 2T_1/d_1$, $d_1 = zm$ o'zgarishlar kiritiladi. U holda,

$$\sigma_F = \frac{2T_1 K_F Y_F}{z_1 \psi_m m^3} \leq [\sigma_F].$$

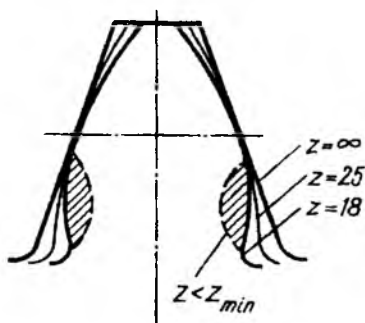
So'ngra, taxminan $K_{Fv} = 1,5$ ni qabul qilsak, quyidagi hosil bo'ladi:

$$m = \sqrt[3]{\frac{3T_1 K_F \beta Y_F}{z_1 \psi_m [\sigma_F]}}. \quad (3.17)$$

z_1 va ψ_m – qiymatlarini tavsiyalar bo'yicha qabul qilinadi.

(3.15) formuladan ko'rinadiki, Y_F – o'lchovsiz koeffitsiyent bo'lib, uning qiymati faqat tish shakli (o'lchamlar l' , s' , α'), shu jumladan uning galteli shakliga (K_{naz} koeffitsiyent) bog'liq bo'ladi. Tish shakli kesuvchi asbobning bir xil boshlang'ich konturida g'ildirak tishi soni z va kesuvchi asbobning siljish koeffitsiyenti x ga bog'liq bo'ladi.

G'ildirak tishi sonining tish shakli va mustahkamligiga ta'siri.
3.17-shaklda tish shaklining o'zgarmas modul bilan siljitishsiz kesilgan tishlar soniga bog'lanishining o'zgarishi ko'rsatilgan. $z \rightarrow \infty$ da g'ildirak reykaqa aylanadi va tish to'g'ri chiziqli ko'rinish oladi. z kamayishi bilan tishning asosi va tepasidagi qalinligi kamayadi hamda evolventaviy profilning egriligi o'zgaradi. Shaklning bunday o'zgarishi tish mustahkamligining kamayishiga olib keladi. z ning keyingi kamayishida tish oyog'ida qirqilish hosil bo'lib (3.17-shaklda shtrix chiziq), tish mustahkamligi sezilarli kamayadi. Reykali turdagi kesuvchi asbob bilan kesganda to'g'ri tishli uzatmalar uchun qirqilish chegarasida tishlar soni $z_{min} = 17$ bo'ladi.



3.17-shakl. Tish shaklining tish soniga qarab o'zgarishi.

Ko'rib chiqilgan tishlar sonining mustahkamlikka ta'siri doimiy modulda to'g'ri bo'ladi, bunda z oshishi bilan g'ildirak diametri ham oshadi. O'zgarmas diametrda z o'zgarishi bilan modul m ham o'zgaradi. Bunday holda z oshishi bilan tish shakli yaxshilandi, o'lchamlar esa kichrayadi (m kamayadi). Modulning kamayishi egilishdagi tish mustahkamligini kamaytiradi.

3.3. Silindrsimon qiya va shevron tishli uzatmalarni hisoblashning o'ziga xosliklari

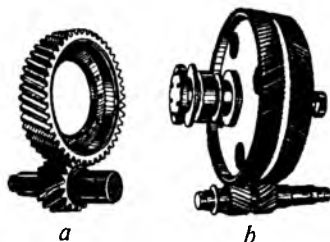
Silindrsimon qiya va shevron tishli uzatmalarning yuklanish qobiliyati to'g'ri tishlilarga nisbatan yuqori bo'ladi, ular kattaroq tezlikda ishlaydi. Shu bilan birga ularda qo'shimcha kuchlar hosil bo'lib, tayyorlanishida ba'zi bir qo'shimcha ishlarni bajarishga to'g'ri keladi. Silindrsimon qiya va shevron tishli uzatmalarning geometrik o'lchamlari, ularda hosil bo'ladigan kuchlarni hisoblashda va sh. k. larda o'ziga xosliklar bo'ladi.

Umuman olganda, silindrsimon qiya va shevron tishli uzatmalarni hisoblash to'g'ri tishli uzatmalarni hisoblash kabidir. Ammo silindrsimon qiya tishli g'ildiraklarda ilashishda faqat bitta tish bo'ladi, deb qabul qilib bo'lmaydi, chunki qiya tishli g'ildiraklarning bir vaqtda ilashishda bo'ladigan tishlar soni, qolaversa, kontakt chizig'ining uzunligi to'g'ri tishli g'ildiraklarnikiga qaraganda ortiq bo'ladi. Qiya tishli uzatmalarning afzalligi ham ana shunda. Shuning uchun ham bir o'lchamli, qiya tishli g'ildirakda to'g'ri tishli g'ildiraknikidan ortiqroq

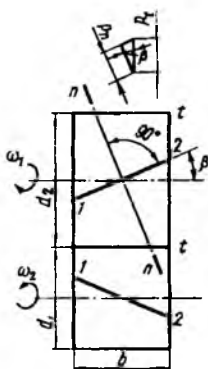
yuklanish uzatish mumkin. Bundan tashqari, qiya tishli g'ildiraklarda tishlar ilashishga bir chetdan ikkinchi chetga tomon asta-sekin kirishadi. Natijada uzatma shovqinsiz ishlaydi.

1. Silindrsimon qiya va shevron tishli uzatmalarning geometrik parametrlari

Qiya tishli g'ildiraklarda tishlar bo'luvchi silindr yasovchisida joylashmay, u bilan ma'lum β burchak tashkil qiladi (3.18-shakl, a – qiya tishli uzatma, b – shevron tishli uzatma va 3.19-shakllar). Bunda g'ildirak o'qlari parallelligicha qoladi. Qiya tishli g'ildiraklar tishini kesishda to'g'ri tishli g'ildiraklarni kesishdagi kesuvchi asbob ishlatiladi. Shu sababli normal kesim $n-n$ da qiya tish profili to'g'ri tish profili bilan mos keladi. Bu kesimda modul standart bo'ladi.



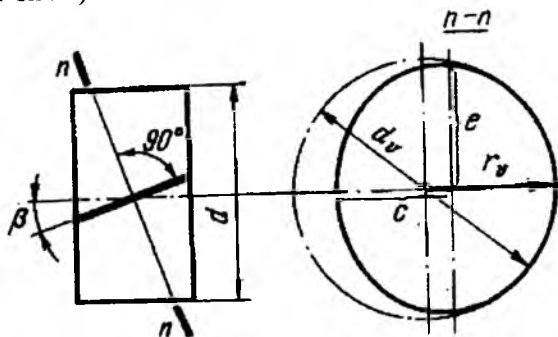
3.18-shakl. Silindrsimon qiya va shevron tishli uzatmalar:
 a – qiya tishli, b – shevron tishli.



3.19-shakl. Silindrsimon qiya tishli uzatmalar qadami va modulini aniqlash.

n va t indekslari bilan mos ravishda normal va yon kesimlardagi parametrlar belgilanadi.

Silindrsimon qiya tishning mustahkamligini normal kesimdagi tish o'lchamlari va shakli belgilaydi. Qiya tishning normal kesimdagi shaklini ekvivalent to'g'ri tishli g'ildirak parametrlari orqali aniqlash qabul qilingan (3.21-shakl).



3.21-shakl. Silindrsimon qiya tishli g'ildirakka ekvivalent to'g'ri tishli g'ildirak radiusini aniqlash.

Tishga normal kesimda $c = r$ va $e = r/\cos\beta$ yarim o'qli ellips hosil bo'ladi, bu yerda: $r = d/2$. Ilashmada ellipsning kichik yarim o'qida joylashgan tishlari qatnashadi, chunki ikkinchi g'ildirak $c = d/2$ masofa uzoqlikda joylashadi. Ellipsning geometriyasidan kichik o'qidagi ellipsning egrilik radiusi

$$r_v = \frac{e^2}{c} = \frac{r}{\cos^2 \beta}.$$

Bunga binoan silindrsimon qiya tishning normal kesimdagi shakli ekvivalent to'g'ri tishli g'ildirak bilan aniqlanib, uning diametri

$$d_v = \frac{d}{\cos^2 \beta}, \quad (3.18)$$

tishlar soni esa

$$z_v = \frac{d_v}{m_n} = \frac{d}{m_n \cos^2 \beta} = \frac{m_t z}{m_t \cos^3 \beta},$$

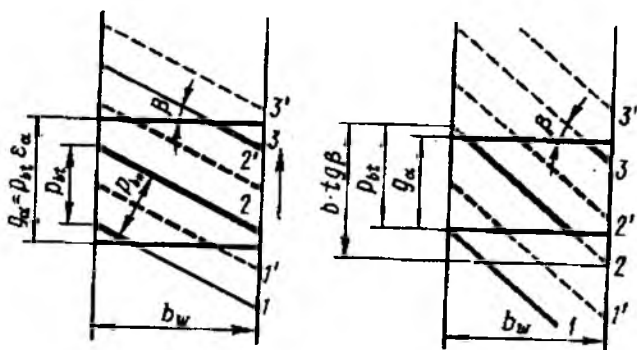
yoki

$$z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta}. \quad (3.19)$$

β burchak oshishi bilan ekvivalent parametrlari (d_v va z_v)ning oshishi qiya tishli uzatmaning mustahkamligi oshishining sabablaridan biri bo'ladi. Tishning qiyaligi sababli go'yoki katta o'lchamdagi g'ildirak hosil bo'ladi yoki bir xil yuklanish uzatganda uzatma gabarit o'lchamlari kamayadi.

2. Silindrsimon qiya tishli uzatmalarning ko'p juftligi va ravonligi

To'g'ri tishlardan farqli ravishda qiya tishlar ilashmaga butun uzunligi bo'yicha emas, asta-sekin kiradi. Bunda ilashma 1-nuqtadan 2-nuqtaga bo'lgan yo'nalishda harakatlanib boradi 3.22-shaklda qiya tishli ilashmaning ilashish maydoni tasvirlangan. G'ildirak aylanishida ilashish maydonida kontakt chiziqlari strelka bo'yicha harakatlanadi.



3.22-shakl. Qiya tishli ilashish maydonida kontakt chiziqlarining joylashishi.

Ko'rilayotgan vaqt mobaynida ilashmada uchta juft tishlar 1, 2 va 3 ilashishadi. Bunda 2 juft tishning butun uzunligi bo'yicha, 1 va 3 juftlar esa qisman ilashadi. Keyingi lahzada 3 juft ilashmadan chiqadi va 3' holatni egallaydi. Ammo yana ikki juft 2' va 1' ilashmada qoladi. To'g'ri tishlardan farqli ravishda, qiya tishli ilashma bir juftli ilashish zonalariga ega emas. To'g'ri tishli uzatmada yuklanish ikki tishdan biriga yoki bir tishdan ikkitasiga bir onda o'tadi. Bu hodisa zarb va shovqin bilan sodir bo'ladi. Qiya tishli uzatmalarda tishlar ilashish maydonchasiga kirib borishi bilan asta-sekin yuklanadi, ilashmada esa, doimo kamida ikkita juft bo'ladi. Qiya tishli uzatma ravon ishlaydi, shovqin va qo'shimcha dinamik yuklanishlar sezilarli kamayadi. Qiya tishli uzatmaning ko'rsatilgan afzalligi tezyurar uzatmalarda ayniqsa sezilarli bo'ladi, chunki dinamik yuklanishlar tezlikning kvadratiga proporsional bo'ladi.

Qiya tishli g'ildiraklar hatto yon qoplanish koeffitsiyent $\varepsilon_\alpha < 1$ bo'lganda ham ilashishi buzilmasdan ishlashi mumkin, sababi ularda bo'ylama qoplanish $b_w > P_{bt}/tg\beta$ ta'minlangan bo'ladi. Nisbat

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_w tg\beta}{P_{bt}} \approx \frac{b_w \sin\beta}{\pi m_n}, \quad (3.20)$$

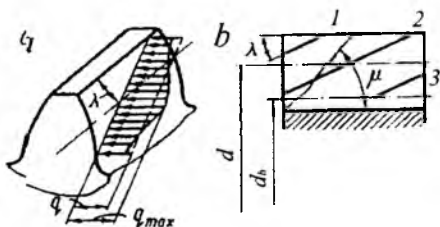
bo'ylama qoplanish koeffitsiyenti deyiladi. $\varepsilon_\beta \geq 1$ olish tavsiya etiladi.

Qiya tishli uzatmada yuklanish kontakt chiziqlari 1, 2, 3 ning butun umumiy uzunligi bo'yicha taqsimlanadi. Solishtirma yuklanish kontakt chiziqlarining umumiy uzunligi l_Σ oshishi bilan kamayadi. 3.22-shakl yordamida ε_α butun son bo'lganida

$$l_\Sigma = \frac{b_w \varepsilon_\alpha}{\cos\beta} \quad (3.21)$$

ekanini ko'rsatish mumkin. l_Σ harakat davomida o'zgarmaydi, chunki 3 chiziqning kamayishiga 1 chiziqning unga teng bo'lgan ortishi to'g'ri keladi. Xuddi shunday ε_α ning xohlagan qiymatida, ammo ε_β butun son-ga teng bo'lsa, l_Σ o'zgarmas bo'ladi. Agar ko'rsatilgan shartlar bo'lmasa, l_Σ qiymati davriy o'zgaradi, (3.21) formula esa uning o'rtacha qiymatini aniqlab, uni hisobiy deb olib qabul qilinadi.

(3.21) formula bo'yicha β ning ortishi bilan l_z ham oshadi, bu esa foydali bo'ladi. Lekin ilashmadagi o'q bo'ylab yo'nalgan kuch qiymatini cheklash maqsadida $\beta=8-20^\circ$ qabul qilinadi. Shevron g'ildiraklar uchun β ning qiymatini 30° , hatto 40° ($25^\circ-40^\circ$) gacha olish tavsiya etiladi.



3.23-shakl. Silindrsimon qiya tishli g'ildirak tishlarida yuklanishning taqsimlanishi.

Qiya tishning yon tarafida kontakt chizig'i λ burchak ostida joylashadi (3.23-shakl). λ burchak β burchak oshishi bilan ortadi. Kontakt chizig'i bo'yicha yuklanish tekis taqsimlanmaydi. Uning maksimum qiymati tishning o'rtasiga to'g'ri keladi, chunki o'rta qismi bilan ilashganda tishlar eng katta bikrlikka ega bo'ladi.

Tishning ilashish maydonida harakatlanishida kontakt chizig'i 1 dan 3 ga harakatlanadi (3.23, b-shakl). Bunda mustahkamlik uchun 1 holat xavfli bo'ladi, bu holda tishning burchagi sinishi mumkin. Toliqish darzi tish asosida kuchlanish to'planishi zonasida hosil bo'ladi, so'ngra μ burchak ostida rivojlanadi. Qiya sinish ehtimolligi tishning eguvchi kuchlanish bo'yicha mustahkamligida namoyon bo'ladi, yuklanish konsentratsiyasi esa kontakt kuchlanish bo'yicha mustahkamlikda seziladi.

Kontakt chiziqlarining qiya joylashishi bilan qiya tishli shesterna materialini mustahkamroq (yuqori qattiq) materialdan tayyorlanishga bog'liq bo'ladi. Buning sababi quyidagicha. Tishning oyoqlari, kallagiga nisbatan uvalanishga qarshi kamroq bardoshlikka ega, chunki ularda tishning sirpanish va dumalash yo'nalishlari noqulay bo'ladi. Demak, g'ildirak tishi oyog'i shesterna tishi kallagi bilan ilashgani uchun birinchi navbatda, uvalana boshlaydi. Bunda kontakt chizig'ining qiya joylashishi tufayli yuklanish (to'raligicha yoki qisman) shesterna tishi oyog'i bilan ilashadigan g'ildirak tishi kallagiga uzatiladi.

G'ildirak tishining kuchsiz oyog'ida yuklanish kamayadi va uvalanish to'xtaydi. Shesterna tishi oyog'ining qo'shimcha yuklanishi xavfli emas, chunki u chidamliroq materialdan tayyorlanadli. Yuqori qattiklikdagi shesternaning qo'llanishi qiya tishli uzatmalarning yuklanish qobiliyatini 25–30% gacha oshirish imkonini beradi.

Qiya tishli uzatmaning yon qoplanish koeffitsiyenti. To'g'ri tishli uzatmalar uchun $\varepsilon_\alpha \geq 1,2$, qiya tishli uzatmalar uchun $\varepsilon_\alpha \geq 1$ olish tavsiya etiladi. ε_α ning qiymati tishlar soni z va tish qiyalik burchagi β ga bog'liq bo'ladi:

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) \cos \beta \right], \quad (3.22)$$

«+» tashqi ilashma, «-» ichki ilashma uchun bo'ladi.

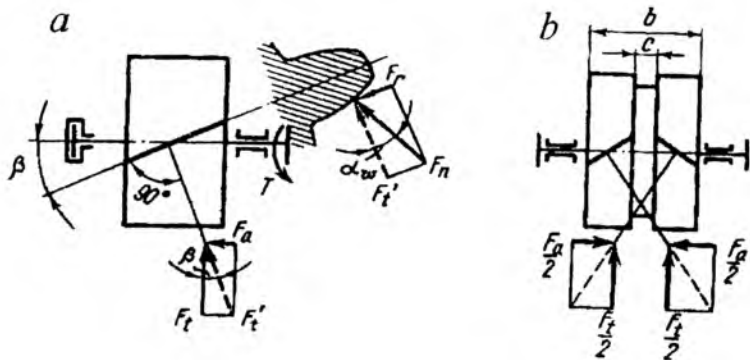
z ning ortishi bilan ε_α ortadi. Shu sababli tishlar soni katta bo'lgan yoki g'ildirak ma'lum diametrda kichik modul m ni qo'llash maqsadga muvofiq. β oshishi bilan aylana qadam p_{bt} ortadi, ilashmaning ishchi ilashish uzunligi g_α esa o'zgarmas bo'lib qoladi. Bunda ε_α kamayadi. ε_α ning kamayishi β burchakning katta qiymatlarini cheklashning sabablaridan biri bo'ladi.

3. Silindrsimon qiya va shevron tishli uzatmadagi kuchlar.

Tish mustahkamligini kontakt kuchlanish bo'yicha mustahkamlikka hisoblash

Silindrsimon qiya tishli uzatmadagi kuchlar. Qiya tishli uzatmada normal kuch uchta tashkil etuvchilarga ajratiladi 3.24-shakl.

Ilashmada o'q bo'ylab yo'nalgan kuchlarning mavjudligi qiya tishli uzatmalarning kamchiligi bo'lib, bu kuch uzatmaning vallari tayanchini qo'shimcha yuklaydi. Bu kamchilik shevron uzatmalarda yo'qotiladi (3.24 va 3.18, b-shakllar), shevron tishlarining yo'nalishi qarama-qarshi bo'lgan qo'sh qiya tishli uzatmaga o'xshash bo'ladi. Bo'ylama kuchlar bu yerda g'ildirakning o'zida muvozanatlashadi.



3.24-shakl. Silindrsimon qiya va shevron tishli uzatmalardagi kuchlar.

aylana kuch	$F_t = \frac{2T_1}{d_1},$	} (3.23)
bo'ylama (o'q bo'ylab yo'nalgan kuch)	$F_a = F_t \tan \beta,$	
radial kuch	$F_r = F_t \tan \alpha_w = \frac{F_t \tan \alpha}{\cos \beta},$	
o'z navbatida	$F_n = \frac{F_t'}{\cos \alpha_w} = \frac{F_t}{\cos \alpha \cos \beta}.$	

Silindrsimon qiya tishlarni kontakt kuchlanish bo'yicha mustahkamlikka hisoblash. (3.5) va (3.21) formulalarni hisobga olganda qiya tishli uzatma uchun solishtirma yuklanish quyidagicha bo'ladi:

$$q = \frac{F_n K_H K_{H\alpha}}{l_\Sigma} = \frac{F_t K_H K_{H\alpha}}{b_w \varepsilon_\alpha \cos \alpha},$$

bu yerda, $K_{H\alpha}$ – bir vaqtda ilashadigan tish juftlari orasida yuklanishning notekis taqsimlanishini hisobga oluvchi koeffitsiyent.

To'g'ri tishli uzatmalarga o'xshatib (3.6) formulada d_{w1} qiymatini ekvivalent g'ildirak diametri d_1 orqali ifodalab, quyidagini hosil qilamiz:

$$\frac{1}{\rho_{kel}} = \frac{2 \cos^2 \beta}{d_{wl} \sin \alpha_w} \left(\frac{u \pm 1}{u} \right).$$

To'g'ri va qiya tishli g'ildiraklar uchun (3.5 va 3.6 formulalar) q/ρ_{kel} nisbatni solishtirib, hosil qilamiz:

$$\left. \begin{aligned} \left(\frac{q}{\rho_{kel}} \right)_{qiya} &= \left(\frac{q}{\rho_{kel}} \right)_{to'g'ri} \frac{K_{H\alpha} \cos^2 \beta}{\varepsilon_{\alpha}} \\ \text{yoki} \\ (\sigma_H)_{qiya} &= (\sigma_H)_{to'g'ri} \sqrt{\frac{K_{H\alpha} \cos^2 \beta}{\varepsilon_{\alpha}}} \end{aligned} \right\} \quad (3.24)$$

$$z_{H\beta} = \sqrt{\frac{K_{H\alpha} \cos^2 \beta}{\varepsilon_{\alpha}}}, \quad (3.25)$$

deb belgilaymiz. $z_{H\beta}$ – qiya tishli uzatmaning kontakt kuchlanish bo'yicha mustahkamligi oshishining koeffitsiyenti. (3.7) formula asosida qiya tishli uzatmalar uchun

$$\sigma_H = 1,18 z_{H\beta} \sqrt{\frac{E_{kel} T_1 K_H}{d_{wl}^2 b_w \sin 2\alpha} \frac{(u \pm 1)}{u}} \leq [\sigma_H]. \quad (3.26)$$

$K_{H\alpha}$ koeffitsiyentning qiymati aylana tezlik va g'ildirakning tayyorlanish aniqligiga bog'liq bo'ladi. Aylana tezlik $v \leq 10 \text{ m/s}$ va 8-aniqlik darajasida $K_{H\alpha} = 1,05 \div 1,15$; $v = 10 \div 20 \text{ m/s}$ va 7-aniqlik darajasida $K_{H\alpha} = 1,07 \div 1,12$ bo'ladi.

Loyihalovchi hisobda β va ε_{α} , aylana tezlik va aniqlik darajasi noma'lum bo'ladi. Shu sababli (3.25) formuladagi $z_{H\beta}$ ni dastlab taxminan baholaymiz. Noma'lum kattaliklarning o'rtacha qiymatlari $\beta = 12^\circ$, $\varepsilon_{\alpha} = 1,5$ va $K_{H\alpha} = 1,1$ da $z_{H\beta} = 0,85$ bo'ladi. U holda qiya tishli uzatmalar loyihalash hisobi uchun ifodalar (3.8) va (3.10) formulalarni $\sqrt[3]{z_{H\beta}^2}$ ga ko'paytirib yozish mumkin:

$$d_1 \approx 1,23 \sqrt[3]{\frac{E_{kel} T_1 K_{H\beta} (u \pm 1)}{[\sigma_H]^2 \psi_{bd} u}}, \quad (3.27)$$

$$a \approx 0,75(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{E_{kel} T_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_{ba}}}, \quad (3.28)$$

ГОСТ 21354-87 dagi ifodalar uchun (3.11 formula) po'lat qiya tishli g'ildiraklar uchun $K_d = 680(\text{MPa})^{1/3}$, $K_a = 430(\text{MPa})^{1/3}$ bo'ladi.

4. Qiya tishli uzatma tishlarini eguvchi kuchlanish bo'yicha hisoblash

Qiya tishli uzatma tishlarini eguvchi kuchlanish bo'yicha hisoblashda ularning mustahkamligi oshishini e'tiborga olib, to'g'ri tishli uzatmalardagi eguvchi kuchlanishni hisoblash asosida bo'ladi. Bunda (3.16) va (3.17) formulalar qiya tishli uzatmalar uchun quyidagicha yoziladi.

Tekshiruvchi hisob uchun

$$\sigma_F = \frac{Y_F Z_{F\beta} F_t K_F}{b_w m_n} \leq [\sigma_F], \quad (3.29)$$

Loyihalovchi hisob uchun (taxminan $K_{Fv} \approx 1$ olinadi)

$$m_n = \sqrt{\frac{2 T_1 K_{F\beta} Y_F Z_{F\beta}}{z_1 \psi_m [\sigma_F]}}. \quad (3.30)$$

bu yerda, $Z_{F\beta}$ – qiya tishli uzatmalarni eguvchi kuchlanish bo'yicha mustahkamligini oshish koeffitsiyenti

$$Z_{F\beta} = \frac{K_{F\alpha} Y_\beta}{\varepsilon_\alpha}. \quad (3.31)$$

Qoplanish koeffitsiyenti ε_α hisobiy tishda ilashma ko'p juftligi sababli yuklanish kamayishini hisobga oladi. $K_{F\alpha}$ – bir vaqtda ilashadigan tishlar

jufti orasida yuklanishning notekis taqsimlanish koeffitsiyenti. $Y_{\beta} = 1 - \frac{\beta^{\circ}}{140}$ —

kontakt chizig'ini tish asosiga qiyaligi hisobiga egilishdagi mustahkamligining oshishi va yuklanishning notekis taqsimlanishini hisobga oluvchi koeffitsiyent. Bunda yuklanishning teng ta'sir etuvchisi tish asosiga yaqinlashadi, eguvchi moment esa kamayadi. Y_{β} ning formulasi eksperimentlar asosida tuzilgan. Tish shakli koeffitsiyenti ekvivalent tishlar soni z_v (3.19 formula) bo'yicha grafikdan topiladi.

Nazorat savollari:

1. Uzatmalarni loyihalash uchun qanday parametrlar berilishi yetarli hisoblanadi?

2. Pasaytiruvchi uzatma (reduktor) va ko'taruvchi uzatma (multiplikator) vallarida burovchi moment qanday o'zgaradi?

3. Tishli uzatmalarning qanday turlari va afzalliklarini bilasiz?

4. Tishli uzatmalarning qanday geometrik parametrlarini bilasiz?

5. Tish profili bo'yicha yuklanishning taqsimlanishi qaysi parametrga bog'liq bo'ladi?

6. Tish profili bo'yicha eng katta sirpanish qaysi nuqtalarda hosil bo'ladi?

7. Tishli g'ildirakni tayyorlashda qanday asosiy xatoliklar chegaralangan?

8. Tish sinishining oldini olish uchun qanday choralar tavsiya etiladi?

9. Tish sirti uvalanishining rivojlanishi nima hisobiga bo'ladi?

10. Tishli uzatmalarda yuklanishning to'planish koeffitsiyenti nimani hisobga oladi?

11. G'ildirak tayanchlariga nisbatan qanday joylashganida yuklanish to'planishi ko'proq bo'ladi?

12. Bochkasimon tishlarni qo'llashda qanday afzallik bor?

13. Yuklanishning dinamiklik koeffitsiyenti asosan nima hisobiga hosil bo'ladi?

14. Tishli uzatmalarni kontakt kuchlanish bo'yicha hisoblashda asosiy holatlar qaysilar?

15. Tishli uzatmalarni eguvchi kuchlanish bo'yicha hisoblaganda soddalashtirilgan va aniqlashtirilgan hisoblarning qanday afzallik va o'rni bor?

16. Qiya tishli silindrsimon uzatmalarning qanday afzallik va kamchiliklari bor?

17. Qiya tishli uzatmaning ko'p juftligi qanday natijalarga olib ke-
ladi?

18. Qiya tishli g'ildirak qiyalik burchagi qanday sabablar asosida
cheklanadi?

19. Qiya tishli uzatmani kontakt kuchlanish bo'yicha hisoblashning
asosiy holatlari qaysilar.

3.4. Konussimon tishli uzatmalar

Yuritmaning joylashish sharoiti bo'yicha o'qlari kesishadigan vallar-
ga harakatni uzatishda konussimon tishli uzatmalar qo'llaniladi (3.25-
shakl). O'qlarning kesishish burchagi nazariy jihatdan 10° dan 170° ga-
cha bo'lishi mumkin. Amalda o'qlarning kesishish burchagi $\Sigma=90^\circ$
bo'lgan uzatmalar ko'p ishlatiladi. Bunday uzatmalar ortogonal uzatma-
lar deyiladi. Konussimon tishli uzatmalarning geometrik o'lchamlari si-
lindrsimon uzatmalardan farq qilib, ularning asosi boshlang'ich va bo'luv-
chi konus bo'ladi. Geometrik o'lchamlardan tashqari konussimon tishli
uzatmalarni tayyorlash aniqligi, tayanchlarining joylashishi va boshqalar
silindrsimon uzatmalardan farq qilib, ularning yuklanish qobiliyati va
mustahkamligiga ta'sir etadi.



3.25-shakl. Konussimon tishli uzatma.

1. Konussimon tishli uzatmalar to'g'risida umumiy holatlar. Ularning geometrik parametrlari

Konussimon tishli g'ildiraklarni tayyorlash silindrsimon g'ildiraklarga qaraganda birmuncha murakkab bo'lib, tishlar qirqish uchun maxusus asbob va stanoklardan foydalanishga to'g'ri keladi. Konussimon g'ildiraklarni talab etilgan aniqlik bilan yig'ish ham qiyin. Tish o'lchamlarini chegaraviy qiymatda tayyorlashdan tashqari ularda burchaklar Σ , δ_1 va δ_2 ham ma'lum bir chegarada tayyorlanishi zarur, ularni yig'ishda esa konus uchlarining tutashishi ham lozim bo'ladi. Konussimon uzatmalarni silindrsimon uzatmalar bilan bir xil aniqlikda tayyorlash ancha sermashaqqat bo'ladi.

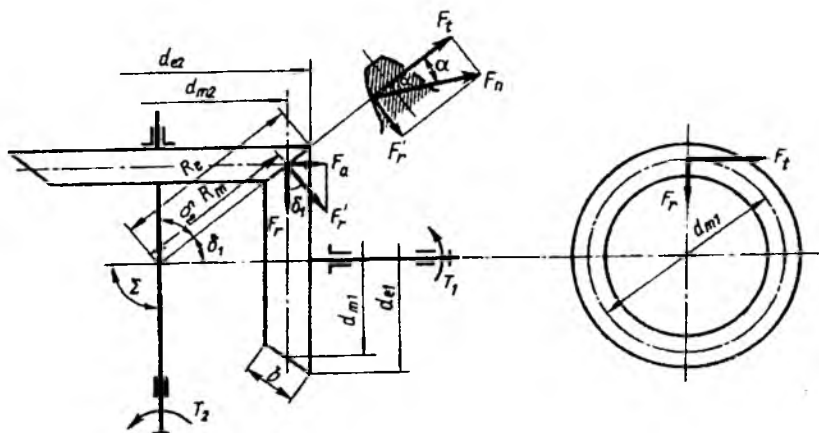
Val o'qlarining o'zaro kesishuvi ularning tayanchlarini joylashtirishni qiyinlashtiradi va g'ildiraklarning biri tayanchlarga nisbatan konsol (tayanchlarga nisbatan bir tarafda) joylashadi (3.26-shakl). Bunda tish uzunligi bo'yicha yuklanish taqsimlanishining notekisligi ortadi. Bundan tashqari, konussimon uzatmalarda val o'qi bo'ylab yo'nalgan kuchning mavjudligi uzatma tayanchi konstruksiyasini murakkablashtiradi. Bu ko'rsatilgan kamchiliklarning hammasi konussimon uzatmaning yuklanish qobiliyatining silindrsimon uzatmalarga nisbatan past bo'lishiga olib keladi. Tajriba tadqiqotlarining natijalari bo'yicha konussimon to'g'ri tishli uzatmaning yuklanish qobiliyati silindrsimon uzatmaga nisbatan 0,85 qismni tashkil etadi. Yuqorida qayd etilgan kamchiliklariga qaramay mexanizmlarning joylashishida burchak ostida joylashgan vallarni qo'llash uchun ehtiyoj tug'ilganda konussimon tishli uzatmalar ishlatiladi.

Konussimon tishli uzatmaning geometrik parametrlari. Konussimon tishli uzatmalarda silindrsimon uzatmalardagi boshlang'ich va bo'luvchi silindrlarga o'xshash Σ , δ_1 va δ_2 burchakli boshlang'ich va bo'luvchi konuslarni ko'rsatish mumkin.

Kesuvchi asbobning siljish koeffitsiyentlari $x_1 + x_2 = 0$ bo'lsa, boshlang'ich va bo'luvchi konuslar ustma-ust tushadi. Mana shu eng ko'p tarqalgan variantning geometrik parametrlari quyida ko'rib chiqiladi.

Konussimon tishli g'ildiraklarning tishi uzunligi bo'yicha o'zgaruvchan kesimda bo'ladi. Kesimlarni ajratish uchun qo'shimcha konusdan foydalanamiz. Qo'shimcha konusning yasovchisi bo'luvchi konus yasovchisiga perpendikular yo'nalgan bo'ladi. Qo'shimcha konus orqali o'tkazilgan tish kesimi yon kesim deyiladi. Konussimon g'ildirak tish-

larida, odatda, uchta kesim ajratiladi: tashqi, o'rta va ichki. Tashqi yon kesimda tegishli o'lchamlar « e » indeksi bilan belgilanadi. Masalan d_e , R_e va boshqalar. O'rta kesimdagi o'lchamlar « m » indeksi bilan belgilanadi: d_m , R_m va boshqalar; R_e va R_m – tashqi va o'rta konuslik masofasi, b – tishli gardishning eni.



3.26-shakl. Konussimon g'ildiraklarning asosiy geometrik o'lchamlari va ularda hosil bo'ladigan kuchlar.

Tashqi kesim bo'yicha o'lchamlar g'ildirak o'lchamlarini o'lchash uchun qulay, ular odatda g'ildirak chizmalarida ko'rsatiladi. O'rta kesimdagi o'lchamlar kuch bo'yicha hisoblarni bajarishda qo'llanadi. O'rta va yon kesimdagi o'lchamlar quyidagi munosabatlar orqali bog'langan:

$$\left. \begin{aligned} R_e &= R_m + 0,5b, \\ d_e &= d_m \frac{R_e}{R_m}, \\ m_{te} &= m_{tm} \frac{R_e}{R_m} \end{aligned} \right\} \quad (3.32)$$

Odatda, konussimon tishli uzatmalarning loyihalovchi hisobida g'ildirakning tashqi bo'luvchi diametri d_{e2} hisoblanadi.

Shesterni tishlarining sonini $z_1=18\div 32$ olish tavsiya etiladi. G'ildirak tishlari soni $z_2=z_1\cdot u$ bo'ladi. Topilgan g'ildirak tashqi aylana moduli m_{e2} qiymatini standart qiymatga aylantirish shart emas.

$$m_{e2} = \frac{d_{e2}}{z_2},$$

Konussimon to'g'ri tishli uzatmaning qolgan geometrik parametrlarini hisoblash 3.5-jadvalda ko'rsatilgan.

To'g'ri tishli konussimon uzatmalarning asosiy geometrik parametrlari

3.5-jadval

T/r	Parametrlar	Belgilanishi	Formulalari
1.	Tashqi konuslik masofasi	R_e	$R_e = \frac{0,5d_e}{\sin \delta}$
2.	Tishli gardish eni	b	$b \leq K_{be} R_e$; $K_{be} < 0,3$
3.	O'rtacha konuslik masofasi	R_m	$R_m = R_e - 0,5b$
4.	O'rtacha aylana modul	m_{fm}	$m_{fm} = \frac{m_e R_m}{R_e}$
5.	O'rta bo'luvchi diametr	d_m	$d_m = M_{fm} z$
6.	Bo'luvchi konus burchagi	δ	$\delta_2 = \arctg u$; $\delta_1 = 90^\circ - \delta_2$
7.	Tishning tashqi balandligi	h_e	$h_e = 2,2m_{fe}$
8.	Tish kallagining tashqi balandligi	h_{ae}	$h_{ae} = m_{fe}$
9.	Tish oyog'ining tashqi balandligi	h_{fe}	$h_{fe} = 1,2m_{fe}$
10.	Tish kallagining burchagi	θ_a	$\theta_{a1} = \theta_{f2}$; $\theta_{a2} = \theta_{f1}$
11.	Tish oyog'ining burchagi	θ_f	$\theta_f = \arctg \frac{h_{fe}}{R_e}$
12.	Tish uchi tashqi diametri	d_{ae}	$d_{ae} = d_e + 2h_{ae} \cos \delta$
13.	Tish uchi konusining burchagi	δ_{a1} δ_{a2}	$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{f2}$; $\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{f1}$
14.	Tish tubi konusining burchagi	δ_{f1} δ_{f2}	$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1}$; $\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2}$

Uzatmaning uzatish soni. Silindrsimon uzatmadagi kabi konussimon tishli uzatmalarda ham

$$u = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1}, \text{ bo'ladi}$$

d_1 va d_2 larni konuslik masofasi R_e va bo'luvchi konus burchaklari δ_1 va δ_2 lar bilan belgilasak, quyidagini hosil qilamiz

$$\left. \begin{aligned} u &= \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1}, \\ \Sigma &= \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ \text{ da } u = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1. \end{aligned} \right\} \quad (3.33)$$

(3.33) formulalarni δ_1 va δ_2 burchaklarni aniqlash uchun qo'llanadi.

2. To'g'ri tishli konussimon uzatma tishini eguvchi kuchlanish bo'yicha hisoblash

To'g'ri tishli konussimon uzatmadagi kuchlar. Konussimon ilashmadagi uzatmada aylana F_{t1} , radial F_r va o'q bo'ylab yo'nalgan kuchlar hosil bo'ladi. Bu kuchlar orasidagi munosabatni 3.26-shakl yordamida chiqarish mumkin. Bu shaklda faqat shesternaga qo'yilgan kuchlar ko'rsatilgan.

Normal yo'nalishda tishga F_n kuch ta'sir etadi, uni F_t va F_r tashkil etuvchilarga ajratiladi. O'z navbatida, $F_r' - F_a$ va F_r tashkil etuvchilarga ajratiladi.

Bu yerda,

$$\left. \begin{aligned} F_t &= \frac{2T_1}{d_{m1}}, \\ F_n &= \frac{F_t}{\cos \alpha}, \quad F_r' = F_t \operatorname{tg} \alpha, \\ F_r &= F_r' \cos \delta_1 = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1, \\ F_a &= F_r' \sin \delta_1 = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1. \end{aligned} \right\} \quad (3.34)$$

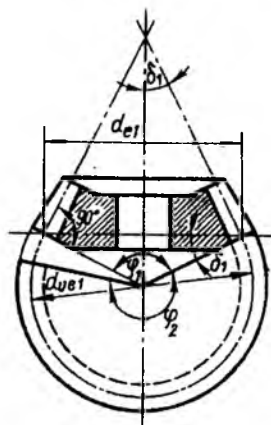
G'ildirak uchun kuchlar teskari yo'nalishda yo'naladi. Bunda shesternaga ta'sir etuvchi radial kuch g'ildirak uchun o'q bo'ylab yo'naladi. Shesternaga o'q bo'ylab yo'nalgan kuch g'ildirak uchun radial kuch bo'ladi:

$$F_{r1} = F_{a2} = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1;$$

$$F_{a1} = F_{r2} = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1.$$

To'g'ri tishli konussimon g'ildirakni ekvivalent to'g'ri tishli g'ildirakka keltirish. Ekvivalent g'ildirak parametrlari g'ildirak tishini mustahkamlikka hisoblashda kerak bo'ladi. Konussimon g'ildirak tishini normal kesimda qo'shimcha konus φ_1 bilan kesilganda tish shakli xuddi silindrsimon to'g'ri tish kabi bo'ladi (3.27-shakl). Ekvivalent silindrsimon g'ildirak qo'shimcha konusning yoyilmasi sifatida hosil qilinadi. Yoyilma φ_2 burchak bilan chegaralanadi, ekvivalent g'ildiraklar diametrlari

$$d_{ve1} = \frac{d_{e1}}{\cos \delta_1}; \quad d_{ve2} = \frac{d_{e2}}{\cos \delta_2}. \quad (3.35)$$

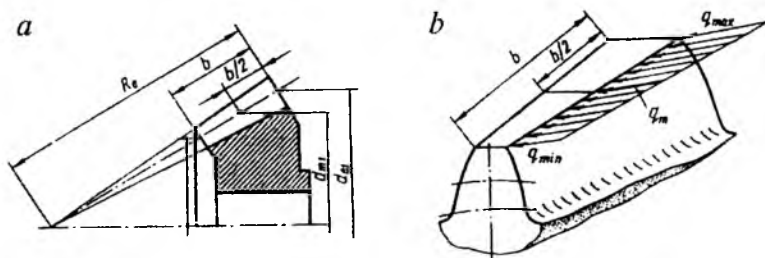


3.27-shakl. Konussimon tishli g'ildirak yoyilmasi.

Diametrlarni z va m orqali ifodalab, quyidagini yozamiz $z_{v1} m_e = z_1 m_e / \cos \delta_1$ yoki ekvivalent g'ildiraklarning tishlar soni

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}, \quad z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2}. \quad (3.36)$$

Konussimon to'g'ri tishli uzatma tishlarini eguvchi kuchlanish bo'yicha hisoblash. Konussimon g'ildirak tishlarining ko'ndalang kesimi bu kesimlarning konus uchiga bo'lgan masofaga proporsional o'zgaradi (3.28-shakl). Tishning hamma ko'ndalang kesimlari geometrik o'xshash bo'ladi. Bunda solishtirma yuklanish q tish uzunligi bo'yicha notekis taqsimlanadi. U turli kesimlardagi tish deformatsiyasi va bikrligiga bog'liq ravishda o'zgaradi. Yuklanish uchi bo'luvchi konus uchi bilan mos tushadigan uchburchak qonuni bo'yicha taqsimlanishini ko'rsatish mumkin. Bunga binoan eguvchi kuchlanish tish uzunligi bo'yicha bir xil bo'lishini ko'rish mumkin.



3.28-shakl. Konussimon g'ildirak tishining ko'ndalang kesimi va yuklanishning taqsimlanishi.

Tishlarni geometrik o'xshatish asosida konsol qobiq sifatida ko'rsak, ularning turli kesimlardagi bikrligi bir bo'ladi. Deformatsiyasini baholash uchun g'ildirak 2 tishlarini absolut biktir, g'ildirak 1 tishlarini esa beriluvchan deb qabul qilamiz. G'ildirak 2 ni to'xtatilgan holida yuk qo'yilgan g'ildirak 1 tish beriluvchanligi hisobiga $\Delta\varphi$ burchakka buriyadi. Turli kesimlardagi tish salqiligi $r\Delta\varphi$ bo'ladi, bu yerda: r – tegishli kesimdagi radius. Doimiy bikrlikda yuklanish deformatsiyaga yoki biz ko'rayotgan hol uchun r radiusga proporsional bo'ladi. O'z navbatida, radius r bo'luvchi konusgacha bo'lgan masofalarga proporsional bo'ladi (3.28-shakl). Agar tish moduli va yuklanish bir xil o'zgarsa, unda eguvchi kuchlanish tish uzunligi bo'yicha o'zgarmas bo'ladi.

Keltirilgan mulohazalar asosida hisobni istalgan kesim uchun olib borish mumkin. Amalda hisobiy kesim sifatida tishning q_m yuklanish tushadigan o'rta kesimi olinadi. To'g'ri tishli silindrsimon uzatmaga o'xshash (3.16 formula) yozishimiz mumkin:

$$\sigma_F = \frac{Y_F F_t K_F}{v_F b_w m_m} \leq [\sigma_F], \quad (3.37)$$

bu yerda, konussimon to'g'ri tishli uzatma uchun $v_F=0,85$ – konussimon to'g'ri tishli uzatmaning silindrsimon to'g'ri tishliliga nisbatan mustahkamligining pasayishini hisobga oluvchi tajribaviy koeffitsiyent, m_m – tishning o'rta normal kesimidagi moduli.

Tish shaklining koeffitsiyenti ekvivalent tishlar soni z_v asosida aniqlanadi. Yuklanish koeffitsiyenti K_F xuddi silindrsimon tishli uzatmalarga o'xshash hisoblanadi.

3. To'g'ri tishli konussimon uzatma tishini kontakt kuchlanish bo'yicha hisoblash

Konussimon ilashma uchun (3.4) formuladagi ρ_{kel} ni ekvivalent g'ildirak diametrlari bo'yicha aniqlaymiz. (3.35) formulalar asosida tishning o'rta kesimi quyidagicha hosil bo'ladi:

$$\begin{aligned} \frac{1}{\rho_{kel}} &= \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} = \frac{2 \cos \delta_1}{d_{m1} \sin \alpha} + \frac{2 \cos \delta_2}{d_{m2} \sin \alpha} = \\ &= \frac{2}{d_{m1} \sin \alpha} \left(\cos \delta_1 + \frac{\cos \delta_2}{u} \right). \end{aligned}$$

Trigonometrik funksiyalar orasidagi munosabat va (3.33) formulani hisobga olsak, quyidagini topamiz

$$\begin{aligned} \cos \delta_2 &= \frac{1}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \delta_2 + 1}} = \frac{1}{\sqrt{u^2 + 1}}; \\ \cos \delta_1 &= \frac{1}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \delta_1 + 1}} = \frac{u}{\sqrt{u^2 + 1}}. \end{aligned}$$

$$\frac{1}{\rho_{kel}} = \frac{2}{d_{m1} \sin \alpha} \left(\frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u} \right). \quad (3.38)$$

(3.38) formula asosida aytish mumkinki, konussimon g'ildirakning turli kesimlarida keltirilgan egrilik radiusi shu kesimlardagi diametrlar yoki boshlang'ich konus uchigacha bo'lgan masofagacha proporsional o'zgaradi. Avvalroq solishtirma yuklanish ham bu masofalarga pro-

portsional bo'lishi ko'rsatilgan edi. Demak, $\frac{q}{\rho_{kel}}$ nisbat tishning hamma

kesimi uchun doimiy bo'ladi. Bunda tish butun uzunligi bo'yicha kontakt kuchlanishlar ham doimiy bo'ladi, bu esa hisobni xohlagan kesim bo'yicha olib borish mumkinligini bildiradi (o'rta kesim uchun hisob olib boramiz). Bu kesimda solishtirma yuklanish (3.28-shakl)

$$q_m = \frac{q_{\max} + q_{\min}}{2} = \frac{F_t K_H}{b_w \cos \alpha_w}. \quad (3.39)$$

(3.38) va (3.39) formulalarni to'g'ri tishli silindrsimon uzatmalar uchun o'xshash formulalar (3.5) va (3.6) bilan solishtirib, ta'kidlashimiz mum-

kin, q ning formulalari o'xshash, $\frac{1}{\rho_{kel}}$ esa faqat suratlari bilan farq qi-

ladi: $(u+1)$ o'rniga $\sqrt{u^2 + 1}$. Bu farqni hisobga olib, (3.7) formulani konussimon to'g'ri tishli uzatma uchun

$$\sigma_H = 1,18 \sqrt{\frac{E_{kel} T_1 K_H}{\nu_H d_{m1}^2 b_w \sin 2\alpha} \left(\frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u} \right)} \leq [\sigma_H] \quad (3.40)$$

ko'rinishda yozish mumkin. Bu yerda, $\nu_H = 0,85$ tajribaviy koeffitsiyent (ν_F koeffitsiyentiga o'xshash).

Loyihalovchi hisobni keltirishda (3.40) formula o'zgartiriladi. Bunda konussimon uzatmalar uchun asosiy gabarit o'lchamlar d_{e2} va R_e bo'ladi, yuklanish esa yetaklanuvchi valdagi moment T_2 bo'ladi. Bu parametrlar (3.40) formulaga kiritilgach, soddalashtirishlardan so'ng

$$d_{e2} = 1,73 \sqrt{\frac{E_{kel} T_2 u K_{H\beta}}{v_H [\sigma_H]^2 (1 - K_{be}) K_{be}}}, \quad (3.41)$$

bu yerda, $K_{be} = \frac{b_w}{R_e}$ – tishli gardish kengligi (eni)ning tashqi konuslik masofaga nisbatan olingan koeffitsiyenti. $K_{be} \leq 0,3$ tavsiya etiladi. Kichik qiymatlari ishlashib ketmaydigan materiallar uchun tavsiya etiladi (H_1 va $H_2 > HB350$ yoki $v > 15$ m/s).

K_{be} , ning eng ko'p tarqalgan qiymati uchun – $K_{be} \approx 0,285$.

$$d_{e2} \approx 2,93 \sqrt{\frac{E_{kel} T_2 u K_{H\beta}}{v_H [\sigma_H]^2}}. \quad (3.42)$$

(3.40) formuladan (3.41) va (3.42) formulalarni keltirib chiqarishda: $\alpha = 20^\circ$, $K_{Hv} \approx 1,5$, K_{be} ning eng ko'p tarqalgan qiymatlari uchun $(1 - 0,5 K_{be})^2 \approx 1,03(1 - K_{be})$. Formulalarni keltirib chiqarishda quyidagi geometrik munosabatlar e'tiborga olingan:

$$d_{m1} = \frac{d_{m2}}{u} = \frac{d_{e2} R_m}{R_e u} = \frac{d_{e2} (R_2 - 0,5 b_w)}{R_e u} = \frac{d_{e2} (1 - 0,5 K_{be})}{u},$$

$$T_1 = \frac{T_2}{u};$$

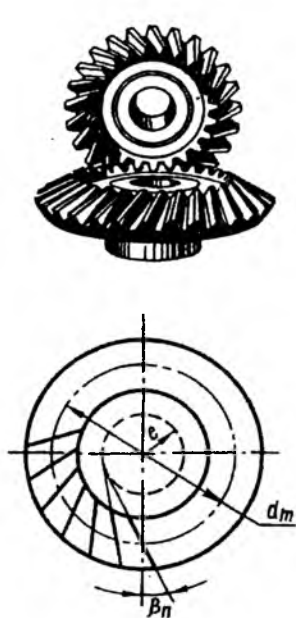
$$b_w = K_{be} R_e = \frac{K_{be} 0,5 d_{e2}}{\cos \delta_1} = \frac{K_{be} 0,5 d_{e2} \sqrt{u^2 + 1}}{u}.$$

4. Konussimon to'g'ri tishli bo'lmagan uzatmalar

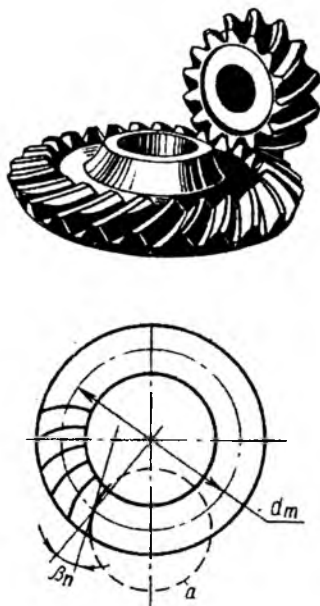
Konussimon to'g'ri tishli bo'lmagan uzatmalarning turlaridan amalda qiya yoki tangensial tishli (3.29-shakl) va doiraviy tishli (3.30-shakl) g'ildiraklar ko'p tarqalgan.

Tangensial tish e radiusli aylanaga urinma bo'yicha yo'nalgan va konus yasovchisi bilan β_n burchak tashkil qiladi.

Doiraviy tish tishni kesishda kesuvchi asbob harakatlanadigan aylana yoyi a bo'yicha joylashadi. Doiraviy tishning qiyalik burchagi o'zgaruvchan bo'ladi. Hisobiy burchak sifatida g'ildirak o'rta diametri aylanasida aylanaga urinma bilan shu nuqtadagi konus yasovchisi orasidagi burchak olinadi. Tangensial tishli g'ildiraklarda $\beta_n = 25-30^\circ$ va doiraviy tishli g'ildiraklarda $\beta_n \approx 35^\circ$ qilib olinadi.



3.29-shakl. Qiya tishli konussimon uzatma.



3.30-shakl. Doiraviy tishli konussimon uzatma.

Doiraviy tishli g'ildiraklar ko'proq qo'llanadi. Ular tayyorlashdagi g'ildiraklarning joylashishidagi xatoliklarga kam ta'sirchan bo'ladi, ularni tayyorlash osonroq, yalpi va ko'plab ishlab chiqarishda maxsus tish qirqar va silliqlash stanoklarida tayyorlash mumkin.

Konussimon uzatmalardagi doiraviy tishning afzalligi xuddi silindrsimon uzatmalardagi qiya tishli uzatmalarniki kabi bo'ladi.

Uzatmadagi kuchlar quyidagi formulalar bo'yicha aniqlanadi.

Aylana kuch

$$F_t = \frac{2T_1}{d_{m1}}, \quad (3.43)$$

radial kuch

$$F_r = (F_t / \cos \beta_n) (\operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1 \pm \sin \beta_n \sin \delta_1), \quad (3.44)$$

o'q bo'ylab yo'nalgan kuch

$$F_a = (F_t / \cos \beta_n) (\operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1 \pm \sin \beta_n \cos \delta_1). \quad (3.45)$$

Oxirgi formulalardagi ishoralar shesterna valiga qo'yilgan tashqi moment va tish qiyaligining yo'nalishlariga bog'liq bo'ladi. Yuqoridagi ishoralar tashqi yon tarafdin qaraganda moment va tish vint chizig'ining yo'nalishi mos kelganda, pastdagisi mos kelmasa ishlatiladi.

Tishlari to'g'ri bo'lmagan konussimon uzatmalar mustahkamligi hisobini biekvivalent silindrsimon to'g'ri tishli g'ildiraklar parametrlari bo'yicha olib boriladi. Konussimon to'g'ri tishli g'ildiraklar uchun ifodalar (3.35) va (3.36) formulalar hamda silindrsimon qiya tishli g'ildiraklar uchun (3.18) va (3.19) formulalar asosida d_{vn} , z_{vn} biekvivalent g'ildirak diametri va tishlar sonini yozish mumkin

$$d_{vn} = \frac{d_e}{\cos \delta \cos^2 \beta_n}, \quad z_{vn} = \frac{z}{\cos \delta \cos^3 \beta_n}. \quad (3.46)$$

Eguvchi kuchlanish bo'yicha mustahkamligi (3.37) formula bo'yicha hisoblanadi. Bunda Y_F tish shakli koeffitsiyenti $z_{\nu n}$ bo'yicha aniqlanadi; ν_F ni tubanda keltirilgan tavsiyalar bo'yicha aniqlanadi.

Kontakt mustahkamlikning tekshiruvchi hisobi (3.40) formula bo'yicha bajariladi, (3.41) va (3.42) formulalar asosida loyihalovchi hisob amalga oshiriladi. Bunda doiraviy tishli uzatmalar uchun quyidagilar tavsiya etiladi:

Qattiqligi	H_1 va $H_2 \leq$	$H_1 \geq HRC45$	H_1 va $H_2 \geq$
	$\leq HB350$	$H_2 \leq HB350$	$\geq HRC45$
ν_H	$1,22+0,21u$	$1,13+0,13u$	$0,81+0,15u$
ν_F	$0,94+0,08u$	$0,85+0,043u$	$0,65+0,11u$

To'g'ri tishli uzatmalar uchun $\nu_H = \nu_F \approx 0,85$. Bularni solishtirib, doiraviy tishlarning yuklanish qobiliyati o'rtacha 1,4–1,5 marta to'g'ri tishlilarnikidan yuqori ekanligini ta'kidlash mumkin.

Modul va tishlar soni. Umumiy holda $z_{\nu n1} \geq z_{\min} = 17$, tish oyog'i qirqilmaslik shartidan $m_{te} \geq b/10$. Oxirgi shart – o'lchamlarni yoki b va K_{be} oshishi bilan tish modulining kichrayishini ko'zda tutadi. Bu esa tish og'ishida uning sinishiga olib keladi.

Nazorat savollari:

1. Konussimon tishli uzatmalarning asosiy afzalligi va kamchiliklarini ko'rsating.

2. Konussimon tishli uzatma asosiy geometrik o'lchamlari qanday aniqlanadi?

3. Konussimon tishli g'ildirak nima sababdan ekvivalent to'g'ri tishli silindrsimon g'ildirakka keltiriladi?

4. To'g'ri va doiraviy tishli konussimon uzatmalarda hosil bo'ladigan kuchlar qanday munosabatda bo'ladi?

5. To'g'ri tishli konussimon uzatmalarni eguvchi va kontakt kuchlanish bo'yicha mustahkamlikka hisoblashdagi asosiy holatlarni esga oling.

3.5. Tishli g'ildiraklarning materiallari

1. Tishli g'ildiraklarning materiallari

Tishli g'ildiraklarni ishlatish amaliyoti va maxsus tadqiqotlar natijalarining ko'rsatishicha, tish kontakt mustahkamligi bo'yicha ruxsat etilgan kuchlanishning qiymati asosan material qattiqligiga bog'liq bo'ladi. Boshqa xarakteristikalar bilan birgalikda yuqori qattqlikni, demak, uzatmaning kichik gabarit o'lchamlari va massasini tishli g'ildiraklarni termik ishlov beriladigan po'latlardan tayyorlaganda amalga oshirish mumkin. Hozirgi davrda tishli g'ildiraklarni, ayniqsa, yuqori yuklanish uzatadigan uzatmalarning tishli g'ildiraklarini tayyorlash uchun po'lat asosiy material hisoblanadi. Tishli g'ildiraklarni tayyorlash uchun po'lat turlari, ularga termik ishlov berish turlari, mexanik xarakteristikalar 3.6, 3.7-jadvallarda keltirilgan.

Qattiqligi (yoki termik ishlanishi) bo'yicha po'lat tishli g'ildiraklar ikki asosiy guruhga bo'linadi: qattiqligi $\leq \text{HB } 350$ bo'lgan tishli g'ildiraklar – normallashtirilgan yoki yaxshilangan materiallardan; qattiqligi $\geq \text{HB } 350$ bo'lgan tishli g'ildiraklar – hajmiy toblangan, Yu.Ch.T^{*} da toblangan, sementatsiya qilingan, azotlashtirilgan va boshqalar. Bu guruhlar texnologiyasi, yuklanish qobiliyati va ishlashib ketish qobiliyati bo'yicha farq qiladi.

Materialning qattiqligi $\leq \text{HB } 350$ bo'lganda termik ishlovdan keyin kesilgan tishlarga tozaroq ishlov berish mumkin. Bunda yuqori aniqlikni qimmat ishlov berish turlari (silliqlash, maxsus ishlov berish va sh.k.)ni qo'llamasdan ham olish mumkin. Bu guruhdagi g'ildiraklar yaxshi ishlashib ketadi va dinamik yuklanishlarda mo'rt buzilishlarga duchor bo'lmaydi. Tishlarning yaxshi ishlashib ketishi uchun shesterna qattqligini g'ildirak qattqligidan kamida 10–15 birlik kattalikda olish tavsiya etiladi:

$$H_1 \geq H_2 + (10 \dots 15) \text{HB}. \quad (3.47)$$

$\leq \text{HB } 350$ dagi materiallarning texnologik afzalliklari ularning kichik va o'rtacha yuklanishlarda, kam ishlab chiqarishda hamda termik ishlanishi qiyin bo'lgan katta g'ildirak o'rniga keng qo'llanishini ta'minlaydi.

* Yu.Ch.T. – yuqori chastotali tok.

Tishli g'ildiraklarni tayyorlashda ishlatiladigan po'latlarning mexanik xarakteristikalar

3.6-jadval

Po'lat markasi	Tanavor (zagotovka) diametri, mm	Mustahkamlik chegarasi σ_v , MPa	Oquvchanlik chegarasi σ_{oq} , MPa	Qattikligi HB (o'rtacha)	Termik ishlov
45	100 – 500	570	290	190	Normal-lashtirish
45	90 gacha	780	440	230	Yaxshilash
	90 – 120	730	390	210	
	120 dan katta	690	340	200	
30XГC	140 gacha	1020	840	260	
	140 dan katta	930	740	250	
40X	120 gacha	930	690	270	
	120 – 160	880	590	260	
	160 dan katta	830	540	245	
40XH	150 gacha	930	690	280	
	150 – 180	880	590	265	
	180 dan katta	835	540	250	
40Л	—	520	290	160	Normal-lashtirish
45Л		540	310	180	
35ГЛ	—	590	340	190	Yaxshilash
35XГCЛ		790	590	220	

Tishli g'ildiraklarni tayyorlashda ishlatiladigan yuqori qattqlikda termik ishlov beriladigan materiallar

3.7-jadval

Po'lat markalari	Tish qattqligi	Termik ishlov
30XГC, 35XM, 40X, 40XH	45-55	Toblash
12XH3A, 18X2H4MA, 20XM	50-63	Sementatsiya, toblash
20XГM, 25XГT, 30XГT, 35X	56-63	Nitrosementatsiy
30X2MЮA, 38X2Ю, 40X	56-63	Azotlash
40X, 40XH, 35XM	45-63	Yu.Ch.T.da qizdirib yuzaki toblash

$\geq \text{HB } 350$ da (ikkinchi guruh materiallar) qattqlik, odatda, Rokvell birligida o'lanadi ($1\text{HRC} \approx 10\text{HB}$, aniqrog'i 3.22-shaklda keltirilgan).

Termik ishlovning maxsus turlari qattqlikni HRC 50–60 ($\leq \text{HB } 500\text{--}650$) gacha yetkazishga imkon beradi. Bunda normallashtirilgan va yaxshilangan po'latlarga nisbatan ruxsat etilgan kontakt kuchlanish qiymatlarini ikki martagacha, uzatma yuklanish qobiliyatini esa to'rt baravar oshirish imkonini beradi. Bunda ishqalanishga bardoshlilik va yulinishga qarshi turg'unlik ham ortadi.

Yuqori qattqlik materiallarning qo'llanishi tishli uzatmalarning yuklanish qobiliyatini oshirishdagi katta rezerv hisoblanadi. Lekin yuqori qattqlik ba'zi qo'shimcha qiyinchiliklarga ham olib keladi.

1. Yuqori qattqlikdagi materiallar yomon ishlashib ketadi, shu sababli tishli g'ildiraklarni tayyorlashda yuqori aniqlik, val va tayanchlarni yuqori bikrligi talab qilinadi; to'g'ri tishli g'ildirak tishlarini flank (47-betga qarang) bo'yicha kertish maqsadga muvofiq.

2. Yuqori qattqlik tishlarni kesish qiyin bo'ladi, shuning uchun termik ishlov berish tish kesilgandan keyin amalga oshiriladi. Termik ishlov berishning ba'zi turlari (hajmiy toblash, sementatsiya) tishlarning sezilarli qiyshayishi (tob tashlashi) bilan boradi. Tish shaklini to'g'rilash uchun qo'shimcha operatsiyalar kerak bo'ladi: silliqdash, pardozlash, pishitish va sh.k. Bu qiyinchiliklarni mahsulotni ko'plab va yalpi ishlab chiqarishda maxsus uskuna, asbob va jihozlar qo'llab hal etish mumkin. Chunki ko'plab ishlab chiqarishda ketgan xarajatlarni oqlash mumkin. Shu sababli, odatda, mahsulotni ko'plab va yalpi ishlab chiqarilganda yuqori qattqlikdagi tishli g'ildiraklar qo'llanadi.

Hajmiy toblash – tishlarning yuqori qattqligini olishning eng oson usuli. Bunda tish butun hajmi bo'yicha qattqlik bo'ladi. Hajmiy toblashni tarkibida uglerodning miqdori o'rtacha bo'lgan 0,35–0,5% uglerodli va legirlangan po'latlar (Сталь 45, 40X, 40XH va sh.k.) uchun qo'llash tavsiya etiladi. Tish sirtidagi qattqlik HRC 45–55 bo'ladi.

Hajmiy toblashning kamchiliklari – tishlarning tob tashlab qiyshayishi va keyingi toza ishlov berishlarning zarurligi, zarbiy yuklanishlarda egilishdagi mustahkamlikning pasayishi (material mo'rt bo'lib qoladi), hajmiy toblashni qabul qilishi mumkin bo'lgan zagotovka o'lchamlarining cheklanganligi.

Hajmiy toblashni ko'p hollarda yuzaki termik va kimyoviy-termik ishlov berish turlari bilan almashtirish mumkin. Ular tish o'zagining

qovushoqligini saqlab qolgan holda (zarbiy yuklanishlarda yuqori eguvchi mustahkamlik) yuza qattiqligining yuqori qiymati (yuqori kontakt mustahkamlik)ni ta'minlab beradi.

Yuqori chastotali tok (Yu.Ch.T.) bilan yoki atsetilen gorelkasining mash'alasi bilan yuzaki toblash HRC 48–54 qattiqlikni ta'minlaydi va nisbatan katta tishlar ($m \geq 5 \text{ mm}$)da qo'llanadi. Kichik modullarda tish butun hajmi bo'yicha toblanishi mumkin, bu esa tishni mo'rt qilib, uning qiyshayishi bilan boradi. Nisbatan yupqa yuzani toblashda tish kam qiyshayadi. Shunda ham qo'shimcha toza ishlov berish operatsiyalarisiz 8-aniqlik darajasidan yuqori darajani ta'minlab berish qiyin. Yu.Ch.T. da toblash maxsus uskuna va ishlov berish sharoitlariga qat'iy rioya qilishni talab etadi. G'ildirak o'lchamlari oshishi bilan Yu.Ch.T. da ishlov berish narxi ham ortadi. Сталь 40X, 40XH, 45 va boshqa po'latlar uchun yuzaki toblash qo'llanadi.

Sementatsiya (yuza qatlamni uglerod bilan to'yintirib so'ngra toblash) – uzoq va qimmat jarayon. Lekin bunda juda yuqori qattiqlik (HRC 58–63)ni ta'minlash mumkin. Sementatsiyadan keyingi toblashda tish shakli buziladi, shu sababli aniq tozalash operatsiyalari talab qilinadi. Sementatsiya past uglerodli oddiy (Сталь 15 va 20) va legirlangan (20X, 12XH3A va boshqalar) po'latlar uchun qo'llanadi. Legirlangan po'latlar o'zakning yuqori mustahkamligini ta'minlaydi va bu bilan o'ta yuklanish holatlarida mo'rt yuza qatlamning chuqur botmasligini saqlaydi. Sementatsiya chuqurligi tish qalinligi taxminan 0,1–0,15% iga teng, lekin 1,5–2 mm dan ko'p bo'lmasligi kerak.

Sementatsiyada juda yuqori kontakt va eguvchi mustahkamliklar ta'minlanadi. Bu usul massa va gabarit o'lchamlar hal qiluvchi ahamiyatga ega bo'lganda (transport, aviatsiya va sh.k.) qo'llanadi.

Nitrotsementatsiya – gaz muhitida uglerod bilan a to'yintirish. Bunda sementatsiya bilan solishtirganda jarayonning uzoqligi va tannarxi kamayadi, yuza – yuqori qatlam (0,3–0,8 mm) 50–63 HRC gacha mustahkamlanadi, qiyshayish kamayadi, bu esa keyingi silliqlash operatsiyasidan voz kechishga imkon beradi. Nitrotsementatsiya yalpi ishlab chiqarishda qulay bo'lib, umumiy vazifali reduktorlarda, avtomobilsozlik hamda boshqa tarmoqlarda 25X1M, 25X1T hamda boshqa materiallar uchun keng qo'llash tavsiya etiladi.

Azotlashtirish (yuza qatlamni azot bilan to'yintirish) ham sementatsiyadan kam bo'lmagan qattiqlikni ta'minlaydi. Qattiq qatlam-

ning kam qalinlikdagi (taxminan 0,1–0,6 mm) tishlarni o'ta yuklanish holatlariga ta'sirchan qilib qo'yadi va yuqori abraziv yeyilish sharoitlarida qo'llashga noloyiq qiladi. Azotlashtirishda qiyshayish darajasi kam. Shuning uchun termik ishlovning bu turini tishlarni silliqlash qiyin bo'lgan holda qo'llash tavsiya etiladi (masalan, ichki tishlar). Azotlashtiriladigan g'ildiraklar uchun molibdenli po'lat 38XMIOA va uning o'rnini bosuvchi 38XBΦIOA va 38XIOA po'latlarni ishlatish tavsiya etiladi. Azotlashtirish uchun tishli g'ildirak zagotovkasi (yarim mahsulot) o'zagining mustahkamligini oshirish maqsadida **yaxshilash** – termik ishlovi qo'llanadi.

Yuqorida ta'kidlanganidek, tishlarning yuqori qattiqligi ularning kontakt mustahkamligini sezilarli oshiradi. Yuqori qattiqlikdagi tishlarning egilishdagi mustahkamligini oshirish uchun galtelni pitra-oqimli chaqalash, bosib tekislash va sh.k. lar bilan mustahkamlash mumkin.

Tanavor (zagotovka) tayyorlash usuliga qarab g'ildiraklar quyma, bolg'alangan, shtampovka qilingan va dumaloq prokatdan tayyorlandiganlarga bo'linadi. Po'lat quyma past mustahkamlikka ega bo'ladi va bolg'alangan shesterna bilan ishlaydigan katta o'lchamli g'ildiraklarda qo'llanadi.

Cho'yan ko'pincha katta gabaritli, sekinyurar va ochiq tishli uzatmalarning g'ildiraklarida qo'llanadi. Cho'yanning asosiy kamchiligi – eguvchi kuchlanish bo'yicha past mustahkamligi. Lekin sust moylash sharoitida cho'yan toliqishdagi uvalanish va yulinishga yaxshi qarshilik ko'rsatadi, u qimmat emas va yaxshi quyuv xususiyatlariga ega, yaxshi ishlanuvchan bo'ladi. Modifikatsiyalangan cho'yanning yangi navlari po'lat quyma bilan yopiq uzatmalarda ham raqobatlashishiga imkon berdi. Tishli g'ildiraklarni tayyorlash uchun kulrang va modifikatsiya qilingan cho'yan hamda sharsimon grafitli magniyli cho'yan qo'llanadi.

Plastmassalardan tishli g'ildirak tayyorlash uchun asosan tekstolit ($E=6000-8000$ MPa) va lignofol ($E=10000-12000$ MPa) hamda kapron turidagi poliamidlar qo'llanadi. Odatda, plastmassadan tishli juftning g'ildiragidan biri tayyorlanadi. Nisbatan kam yuklanish qobiliyati sababli plastmassa g'ildirakni kam yuklangan va kinematik uzatmalarda qo'llagan ma'qul. Kuch uzatadigan uzatmalarda plastmassalar, ayrim hollardagina, masalan, yuqori tezlikda ishlaydigan uzatmalarda yuqori aniqlikni qo'llamay, shovqinsiz ishlash talab etilganda qo'llanadi. Shu bilan birga bu uzatmaning gabarit o'lchamlari katta bo'ladi. Plastmassa

gildiraklarni valning aniq joylashishini ta'minlash qiyin bo'lganda ham (umumiy biki korpus bo'lmasa) qo'llanadi. Bu g'ildiraklar uzatmani yig'ish va tayyorlashdagi xatoliklarga o'zining past bikiqligi sababli kamroq ta'sirchan bo'ladi.

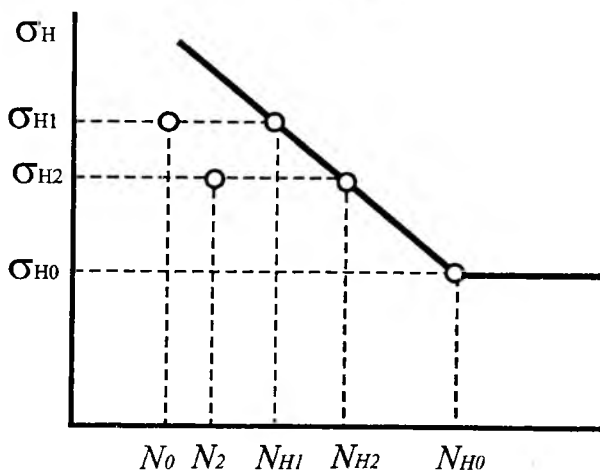
2. Ruxsat etilgan kuchlanishlarni aniqlash

Toliqishga hisoblashda ruxsat etilgan kuchlanish. Siklik kontakt kuchlanishlar bo'yicha toliqishga hisoblash, siklik normal yoki urinma kuchlanishlar kabi toliqish egri chiziqlariga asoslanadi. 3.31-shaklda toliqish egri chizig'i yarimlogarifmik koordinatlarda qurilgan: σ_H – siklning maksimal kuchlanishi; N – sikllar soni; σ_{H0} – chidamlilik chegarasi; N_0 – bazaviy sikllar soni (toliqish egri chizig'i sinish nuqtasining absissasi; N_H – siklik umrboqiylik (buzilishgacha sikllar soni).

Ruxsat etilgan kuchlanish

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H0}}{S_H} K_{HL}, \quad (3.48)$$

bu yerda, S_H – xavfsizlik koefitsiyenti; K_{HL} – umrboqiylik koefitsiyenti.



3.31-shakl. Toliqish egri chizig'i.

To'g'ri tishli uzatma hamda qiya tishli uzatma shesterna va g'ildirak tishlari qattiqligining farqi kam bo'lsa, hisobiy sifatida shesterna va g'ildirak uchun aniqlangan ikki ruxsat etilgan kuchlanish $[\sigma_H]_1$ va $[\sigma_H]_2$ dan kichigi qabul qilinadi.

Qiya tishli uzatmada shesterna tishlari qattiqligini g'ildirak tishlari qattiqligidan yuqori olish tavsiya etiladi (masalan, shesterna uchun $\geq HB 400$, g'ildirak uchun $\leq HB 320$). Bunda hisobiy sifatida $[\sigma_H]_1$ va $[\sigma_H]_2$ dan o'rtasi qabul qilinadi, lekin silindrik uzatmalar uchun $1,25[\sigma_H]_{\min}$ dan va konussimon tishli uzatmalar uchun $1,15[\sigma_H]_{\min}$ dan ko'p bo'lishi kerak emas (kichigidan biri).

Endi (3.48) formuladagi parametrlarni aniqlash bo'yicha tavsiyalarni ko'ramiz.

$$HB_1 - HB_2 \geq 70 \text{ da}$$

$$[\sigma_H] = \frac{[\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2}{2} \leq \begin{cases} 1,25[\sigma]_{\min} - \text{silindrsimon;} \\ 1,15[\sigma]_{\min} - \text{konussimon;} \end{cases} \quad (3.49)$$

bu yerda, $[\sigma_H]_{\min}$ – ikki qiymatdan kichigi.

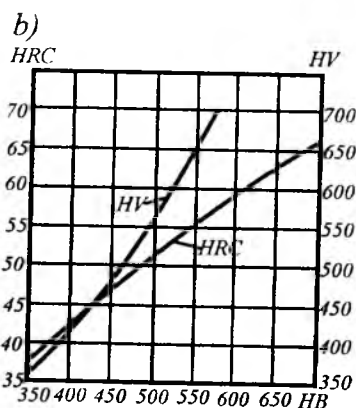
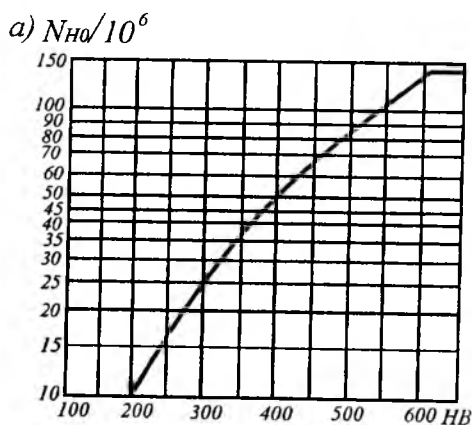
Kontakt toliqish chegarasi – tadqiqotlar ko'rsatishicha, kontakt mustahkamlik, demak, kontakt chidamlilik chegarasi $[\sigma_{H0}]$ va bazaviy sikllar soni N_0 asosan tishlar ishchi sirtlarining qattiqligi orqali aniqlanadi (3.8-jadval va 3.32-shakldagi grafik). 3.32-shaklda HRC va HB qattiqlik birligini HB ga aylantirish uchun grafik berilgan.

Ehtiyot koeffitsiyenti S_H ni tishlarni normallashtirish, yaxshilash yoki hajmiy toblashda (hajmi bo'yicha bir jinsli struktura) $S_H > 1,1$; yuza toblash, sementatsiya, azotlashtirishda (hajmi bo'yicha bir jinsli bo'lmagan struktura) $S_H \geq 1,2$ olinadi.

Umrboqiylik (uzoq muddat xizmat qilish) koeffitsiyenti xizmat qilish muddati va uzatmaning yuklanish sharoitini hisobga oladi. K_{HL} ni hisoblash toliqish egri chizig'iga asoslanadi (3.31-shakl).

$N_H < N_{H0}$ bo'lakda taqribiy munosabat haqiqiy bo'ladi

$$\sigma_{Ht}^m N_{Ht} = \sigma_{H0}^m N_{H0} = \text{const.} \quad (3.50)$$



3.32-shakl. Qattqlik birligi o'ltovini HRC va HV dan HB o'tkazish uchun grafiklar.

Kontakt kuchlanishlar uchun daraja ko'rsatkichi $m \approx 6$ qabul qilinadi. Bunda quyidagicha yozish mumkin:

$$\sigma_{HL} = \sigma_{HO} \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{Hi}}} = \sigma_{HO} K_{HL}, \quad (3.51)$$

bu yerda,

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{Hi}}} \geq 1, \text{ lekin } \leq 2, 4. \quad (3.52)$$

Shunday qilib, (3.48) formuladagi $\sigma_H K_{HL}$ ko'paytmani cheklangan chidamlilik chegarasi qiymati σ_{Hi} almashtiradi.

K_{HL} koeffitsiyent qisqa vaqt ishlaydigan ($N_{Hi} < N_{HO}$ da) uzatmalar uchun ruxsat etilgan kuchlanishni oshirish imkonini hisobga oladi. $N_{Hi} > N_{HO}$ bo'lakda (uzoq muddat ishlovchi uzatmalar) toliqish egri chizig'i taxminan absissa o'qiga parallel bo'ladi. Bu shuni bildiradiki, bu bo'lakda toliqish chegarasi o'zgarmaydi, $K_{HL} = 1$ bo'ladi (3.52-birinchi tengsizlik). Tengsizlikdagi ikkinchi holat tishlar sirtida plastik deformatsiya bo'lmasligini hisobga oladi.

Bazaviy sikllar sonida kontakt toliqish chegarasi

3.8-jadval

T/r	Tishga termomexanik ishlov berish turi	Tish sirtining o'rtacha qattiqligi	Po'lat	σ_{H0} MPa
1.	Normalizatsiya va yaxshilash	HB<350	Uglerodli va legirlangan	2HB+70
2.	Hajmiy toblash	HRC 38-50		18HRC+150
3.	Yuza toblash	HRC 40-50		17HRC+200
4.	Sementatsiya va nitrotsementat- siya	HRC>56	Legirlangan	23HRC
5.	Azotlashtirish	HB 550-750		1050

Kuchlanishlar o'zgarishida sikllar sonini hisoblash uzatmada yuklanish sharoitini e'tiborga olib bajariladi. O'zgarmas va o'zgaruvchan yuklanish sharoitlari ajratiladi. Amalda o'zgarmas yuklanishning barqaror sharoitlari kam uchraydi. O'zgarmas yuklanishga sharoiti 20% gacha o'zgaradigan sharoitlar kiradi. Odatda, hisobiy sifatida dvigatelning nominal quvvatiga mos yuklanish qabul qilinadi.

O'zgarmas yuklanish sharoitida (3.52) formuladagi kuchlanish sikllarining hisobiy soni

$$N = 60nct, \quad (3.53)$$

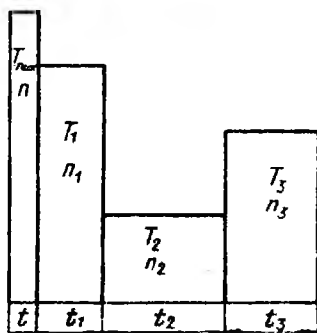
bu yerda, n – material bo'yicha ruxsat etilgan kuchlanish aniqlanadigan g'ildirakning aylanishlar takroriyligi, $\min^{-1}$; c – g'ildirak bir aylanishida tish ilashishlar soni (c hisobiy g'ildirak bilan ilashmada bo'lgan g'ildiraklar soni), t – hisobiy xizmat muddatida uzatmaning necha soat ishlash soni.

Amaldagi ko'p hollar uchun $N > N_{H0}$.

Uzatma uchun eng xavfli sharoit o'zgarmas yuklanish sharoitida bo'ladi. Bu yuklanishning eng xavfli holati yuklanishning noaniq sharoitlari uchun hisobiy sifatida qabul qilinadi. Masalan, umumiy vazifali reduktor har xil sharoitlarda ishlatilishi mumkin.

O'zgaruvchan yuklanish sharoitlarida (masalan, 3.33-shakldagi siklogramma) chidamlilik koeffitsiyenti K_{HL} ning hisobiy ekvivalent sikllar soni N_{HE} bo'yicha olib boriladi. Bunda N_{HE} (3.52) ni formuladagi N_{Hi} ni almashtiradi:

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}} \geq 1 \leq 2, 4. \quad (3.54)$$



3.33-shakl. O'zgaruvchan yuklanish siklogrammasi.

N_{HE} ni aniqlash usuli chidamlilik chegarasi σ_{H0} dan katta σ_H kuchlanishda buzilishlarni jamlashtirishga asoslangan (3.33-shakl):

$$\frac{\sum N_i}{N_{Hi}} = const = 1. \quad (3.55)$$

(3.55) formulani quyidagicha izohlash mumkin. σ_{H1} kuchlanish $\left(\frac{1}{2}\right)N_{H1}$ ga teng N_1 sikllar sonida ta'sir etca, materialning go'yoki yarim siklik chidamliligi ishlatiladi. Chidamlilikning ikkinchi yarmini xuddi shu kuchlanish σ_{H1} da N_{H1} sikllar sonida buzilishgacha olib borib yoki σ_{H2} kuchlanishda $N_2 = \left(\frac{1}{2}\right)N_{H2}$ sikllar sonigacha ishlatib olib borish mumkin.

Bunda $N_1/N_{H1} + N_2/N_{H2} = 1/2 + 1/2 = 1$ – materialning siklik chidamligi to'la ishlatiladi.

(3.55) tenglikda surat va maxrajni σ_{H1}^m ga ko'paytiramiz va maxrajda ko'paytma $\sigma_{H0}^m N_{H1}$ ni (3.50) formulaga binoan $\sigma_{H0}^m N_{H0}$ bilan almash-tirib, soddalashtirishlardan keyin

$$\Sigma \sigma_{H_i}^m N_i = \sigma_{HO}^m N_{HO} = const = \sigma_H^m N_{HE},$$

bu yerda, σ_H – hisobiy deb qabul qilingan kuchlanish; N_{HE} – siklik chidamlilik yoki hisobiy kuchlanishda yemirilishgacha bo‘lgan ekvivalent sikllar soni.

Tenglikda konstanta shuni bildiradiki, o‘zgaruvchan yuklanishlar va ularga mos bo‘lgan kuchlanishlarda toliqishga hisoblashni qandaydir o‘zgarmas yuklanish hamda unga mos bo‘lgan kuchlanish hamda siklik chidamlilik bilan almashtirish mumkin. Tenglikning eng so‘nggi a‘zosi mana shu asosda yozilgan.

Yuklanishning o‘zgaruvchan sharoitida hisobiy kuchlanish σ_H sifatida, odatda, toliqishga hisoblashdagi kuchlanishning maksimali σ_{Hi} (3.33-shakldagi T_1 ga mos bo‘ladi) olinadi. Bunda (3.53) formula bo‘yi-cha N_i ni almashtirsak

$$N_{HE} = 60c \Sigma \left(\frac{\sigma_{Hi}}{\sigma_H} \right)^m n_i t_i.$$

(3.7) tenlamaga binoan kuchlanishlar yuklanishdan yoki momentdan kvadrat ildiz qiymatlariga proporsional bo‘ladi. Shuning uchun kuchlanishlar nisbatini momentlar nisbati bilan almashtirish mumkin, bunda m darajani ikki bor kamaytirish mumkin. Bunda $m = 6$. Bu holda

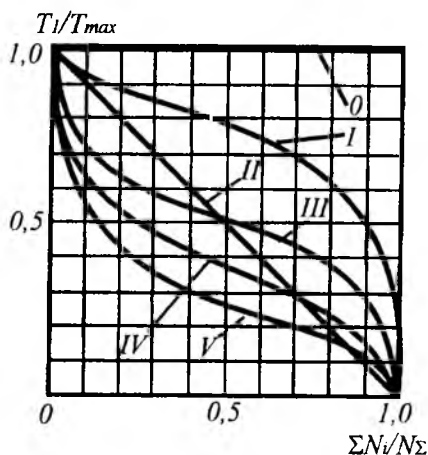
$$N_{HE} = 60c \Sigma \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^3 n_i t_i. \quad (3.56)$$

bu yerda, T_i – toliqishga hisoblashdagi burovchi momentlar; $T_{\max}$ – toliqishga hisoblaganda hisobga olinadigan maksimal burovchi moment (bizning misolda $T_{\max} = T_i$); $n_i, t_i - T_i$ – momentlarga mos aylanishlar takroriyliigi va xizmat vaqti.

Toliqishga hisoblashda qisqa muddatli o‘ta yuklanishlar (masalan, ishga tushirishdagi va tasodifiy) hisobga olinmaydi, chunki ular sikllar soni kamligidan toliqishga olib kelmaydi. O‘ta yuklanishlarning kuchlanishlar sikli to‘liq xizmat muddatida $5 \cdot 10^4$ dan kam bo‘lsa, hisobga olinmaydi. Bu o‘ta yuklanishlar tishning statik mustahkamligi tekshirilganda hisobga olinadi.

Hisoblar ko'rsatishicha, kichik yuklanishlarning ta'siri kam bo'ladi va ularni hisobga olmasa ham bo'ladi.

Ko'pchilik mashina va mexanizmlar uchun ishlatish sharoiti turlicha bo'lgani uchun yuklanish siklogrammasi faqat taxminiy bo'lishi mumkin. Tadqiqotlarda kuzatilishicha, zamonaviy mashinalarning aksariyat yuklanish sharoitlari olti tip sharoitlarga (3.34-shakl, ГОСТ 21354-87) keltiriladi. Tiplashtirilgan sharoitdagi yuklanish grafigini chizganda haqiqiy siklogrammani qiymatlari kamayadigan tartibda joylashtirilgan hisobiy yuklanishlar siklogrammasi bilan almashtiriladi, so'ngra pog'onali siklogrammani ravon kamayadigan egri chiziqlik bilan almashtiriladi.



3.34-shakl. Tiplashtirilgan yuklanishlar sharoitlari.

3.34-shaklda: T_i – yuklanish momentining haqiqiy qiymati; $T_{\max}$ – toliqishga hisoblashdagi momentlarning maksimal qiymati; ΣN_i – ishlagandagi teng va katta momentlar bilan yuklanishdagi sikllar soni; N_{Σ} – uzatmaning hisobiy xizmat muddatidagi yuklanishlarning jamlovchi sikllar soni. Tiplashtirilgan yuklanish sharoitlarining belgilanishi: 0 – doimiy; I – og'ir; II – o'rta, teng ehtimolli; III – o'rta normal; IV – yengil; V – o'ta yengil.

Og'ir sharoit, masalan, tog'-kon mashinalarining uzatmalari uchun xos bo'ladi; o'rta teng ehtimolli va o'rta normal-transport mashinalariga, yengil va o'ta yengil sharoitlar universal metall qirquvchi stanoklarga xos bo'ladi.

(3.53) va (3.56) formulalar asosida

$$K_{HE} = \frac{N_{HE}}{N_{\Sigma}} = \Sigma \left(\frac{T_i}{T_{max}} \right)^{m/2} \frac{n_i t_i}{\Sigma n_i t_i}.$$

Agar T va n lar t funksiyasida berilgan bo'lsa, jamlash integrallashtirish bilan almashtiriladi. To'plashirilgan yuklanish sharoitlar uchun $n = \text{const}$ da K_{HE} ning qiymatlari 3.9-jadvalda berilgan.

K_{HE} va K_{FE} ning qiymati

3.9-jadval

Yuklanish sharoiti	Kontakt toliqishga hisoblash			Egishdagi toliqishga hisoblash					
	Termik ishlov	$m/2$	K_{HE}	Termik ishlov	m	K_{FE}	Termik ishlov	m	K_{FE}
0	Istalgan	3	1,0	Yaxshilash, normallashtirish, azotlashtirish	6	1,0	Hajmiy, yuzaki toblash sementatsiya	9	1,0
I			0,50			0,30			0,20
II			0,25			0,14			0,10
III			0,18			0,06			0,04
IV			0,125			0,038			0,016
V			0,063			0,013			0,004

Ma'lumki, K_{HE} da

$$N_{HE} = K_{HE} \cdot N_{\Sigma}, \quad (3.57)$$

bu yerda,

$$N_{HE} = 60c \Sigma n_i t_i.$$

Ko'pchilik mashinalar uchun

$$n_i \approx \text{const} = n_d / i,$$

bu yerda, n_d – dvigatelning aylanishlar takroriyligi; i – dvigateldan hisoblanayotgan g'ildirakkacha bo'lgan uzatish nisbati. Bunda

$$N_{\Sigma} = 60cnt_{\Sigma}, \quad (3.58)$$

bu yerda, t_{Σ} – umumiy xizmat muddati, soat, uzatma resursi deb ataladi:

$$t_{\Sigma} = L \cdot 365 K_{yil} 24 K_{sut}, \quad (3.59)$$

bu yerda, L – xizmat muddati, yillar; K_{yil} va K_{sut} – uzatmani yil va sutkalar davomida ishlatilish koeffitsiyentlari.

Egilishdagi toliqishga hisoblashda ruxsat etilgan kuchlanish:

$$[\sigma_F] = (\sigma_{FO} / S_F) K_{FC} K_{FL}, \quad (3.60)$$

bu yerda, σ_{FO} – eguvchi kuchlanish bo'yicha tishlarning chidamlilik chegaraci (σ_{FO} ning qiymati tishli g'ildiraklarda eksperimental yo'l bilan aniqlanadi). Uning qiymatlarini aniqlash bo'yicha tavsiyalar 3.10-jadvalda keltirilgan; K_{FC} – yuklanishning ikki taraflama ta'sir etishini hisobga oluvchi koeffitsiyent (masalan, reversiv uzatmalar, planetar uzatmalarning satellitlari va sh.k) $K_{FC}=1$ – bir taraflama yuklanishda; $K_{FC} = 0,7 - 0,8$ – reversiv yuklanishda (katta qiymatlari $>HB 350$ da $K_{FL} -$ chidamlilik koeffitsiyenti, uni hisoblash K_{HL} ga o'xshash bo'ladi).

Eguvchi kuchlanishning noldan yuqori sikldagi toliqish chegarasi va xavfsizlik koeffitsiyenti $[S_F]$

3.10-jadval

Po'lat markasi	Termik yoki termokimyoviy ishlov berish	Tish qattiqligi		σ_{FO} , MPa	S_F
		sirtida	o'rtasida		
40, 45, 50, 40X, 40XH, 40XΦA	Normallashtirish, yaxshilash	HB 180 – 350		1,8 HB	1,75
40X, 40XH, 40XΦA	Hajmiy toblash	HRC 45 – 55		500-550	1,75
40XH, 40XH2MA	Yu.Ch.T.da qizdirib toblash	HRC 48 – 58	HRC 25 – 35	700	1,75
20XH, 20XH2M, 12XH2, 12XH3A	Sementatsiya qilish	HRC 57 – 63	–	950	1,55
Tarkibida aluminiy bor po'lat	Azotlashtirish	HV 700 – 950	HRC 24 – 40	300+1,2 HRC o'rta qismini	1,75

Tish sirtining qattiqligi $\leq HB\ 350$ va tishlarga silliq lab ishlov berilgan bo'lsa – $m \approx 6$ va

$$K_{FL} = \sqrt[6]{N_{FO} / N_{FE}} \geq 1, \text{ lekin } \leq 2. \quad (3.61)$$

$\leq HB\ 350$ va tish sirti silliq lanmagan bo'lsa – $m \approx 9$ va

$$K_{FL} = \sqrt[9]{N_{FO} / N_{FE}} \geq 1, \text{ lekin } \leq 1,6. \quad (3.62)$$

Hamma po'latlar uchun $N_{FO}=4 \cdot 10^6$ olish tavsiya etiladi.

Yuklanishning o'zgar mas sharoitida ekvivalent sikllar soni (3.53) formula bo'yicha hisoblanadi. O'zgaruvchan yuklanish sharoitida (3.56) formulaga o'xshash

$$N_{FE} = 60c \Sigma \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^m n_i t_i \quad (3.63)$$

Bunda eguvchi kuchlanish yuklanishga proporsional ekanligi hisobga olingan. Tiplashtirilgan yuklanish sharoitlaridan foydalanganda (3.34- shakl)

$$N_{FE} = K_{FE} N_{\Sigma}, \quad (3.64)$$

bu yerda, K_{FE} – 3.9-jadvaldan; N_{Σ} – (3.58) formula bo'yicha.

Tishlar mustahkamligini o'ta yuklanishlarda tekshirish uchun ruxsat etilgan kuchlanishlar. Toliqishga hisoblashda hisobga olinmagan qisqa muddatda ta'sir etuvchi o'ta yuklanishlar tishning statik mustahkamligi kamayishiga olib keladi. Shu sababli uzatma o'lchamlarini toliqishdagi qarshiligidan aniqlagandan so'ng o'ta yuklanish holatlaridagi tishning statik mustahkamligini tekshirish zarur.

Moment $T_{\max}$ ning o'ta yuklanish holatlarida maksimal kontakt kuchlanish $\sigma_{H\max}$ ni ma'lum kuchlanish σ_H orqali ifodalash mumkin (3.7 formulaga qarang).

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{cho'q}}{T_{\max}}} \leq [\sigma_H]_{\max}, \quad (3.65)$$

bu yerda, σ_H va $T_{\max}$ – tishning kontakt toliqishi bo'yicha mos ravishda hisobiy kuchlanish va moment; $[\sigma_H]_{\max}$ – chegaraviy ruxsat etilgan kuchlanish. Agar $T_{\max}$ qiymati berilmagan bo'lsa, uni

$$T_{cho'q} = K T_{\max}$$

formula bo'yicha hisoblanadi, bu yerda: K – tashqi dinamik yuklanish koeffitsiyenti (ishchi mashinaning turi va uni ishlatish sharoitiga qarab jadvallarda beriladi).

$[\sigma_H]_{\max}$ – g'ildirak tishlari normallashtirilsa, yaxshilansa yoki hajmiy toblansa:

$$[\sigma]_{\max} = 2,8 \sigma_{oq};$$

σ_{oq} – materialning oquvchanlik chegarasi; tishlar sementatsiya qilinsa, Yu.Ch.T. da toblansa va azotlashtirilsa,

$$[\sigma]_{\max} = 40 \text{HRC}.$$

Xuddi shunga o'xshash

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \left(\frac{T_{cho'q}}{T_{\max}} \right) \leq [\sigma_F]_{\max} \quad (3.66)$$

bu yerda, σ_F , $T_{\max}$ – toliqishga hisobdagi kuchlanish va moment; $[\sigma_F]_{\max}$ – ruxsat etilgan qiymatning chegaraviy qiymati.

<HB 350 da $[\sigma_F]_{\max} \approx 0,8 \sigma_{oq}$; >HB 350 da $[\sigma_F]_{\max} \approx 0,6 \sigma_v$ (σ_v – materialning mustahkamlik chegarasi).

Nazorat savollari:

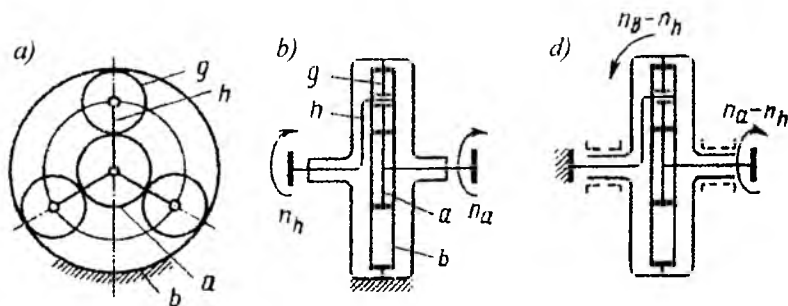
1. Tishli g'ildirak tayyorlashda ishlatiladigan asosiy materiallar qaysilar?
2. Tishli g'ildirak tayyorlashda qanday termik ishlov turlari qo'llaniladi va ular qanday asoslanadi?
3. Kontakt kuchlanish bo'yicha toliqishga hisoblashda ruxsat etilgan kuchlanish qanday aniqlanadi?
4. O'zgaruvchan yuklanish qanday hisobga olinadi?
5. Eguvchi kuchlanish bo'yicha toliqishga hisoblashda ruxsat etilgan kuchlanish qanday aniqlanadi?

3.6. Planetar uzatmalar

Yuritmalarda katta uzatish nisbati, ko'p yuklanish qobiliyati, keng kinematik imkonlar hamda turli joylashish sharoitlarida ularni qo'llash holatlarida to'g'ri, qiya va doiraviy tishli silindrsimon va konussimon tishli uzatmalarning imkonlari cheklangan bo'ladi. Bunday hollarda tishli uzatmalarning maxsus turlari – planetar, to'liqinsimon, gipoid, vintaviy va Novikov uzatmalaridan foydalanishga to'g'ri keladi.

1. Planetar uzatmalarni hisoblashning o'ziga xosligi

Tasnifi va qo'llanishi. Tarkibida qo'zg'aluvchan o'qli g'ildiraklari bor uzatmalar **planetar deb ataladi** (3.35-shakl). Planetar uzatma tashqi tishli markaziy g'ildirak a , ichki tishli markaziy g'ildirak b , yetaklagich h va satellitlar g dan tuziladi. Satellitlar o'z o'qi va o'qi bilan birga markaziy g'ildirak atrofida aylanadi, ya'ni ularning harakati planetalar harakatiga o'xshash bo'ladi. Shu sababli ular **planetar uzatmalar deb ataladi**. Agar planetar uzatmada b g'ildirak qo'zg'almas bo'lsa (3.35, b -shakl), harakat a dan h ga yoki h dan a ga uzatiladi; h yetaklagich qo'zg'almas (3.35, d -shakl) bo'lsa, harakat a dan b ga yoki b dan a ga uzatiladi. Agar hamma zvenolar erkin bo'lsa, bir harakatni ikkiga ajratish yoki ikki harakatni bittaga birlashtirish mumkin, masalan, b dan a va h ga; a va h dan b ga va sh. k. Bu holda uzatma **differensial uzatma** deyiladi.



3.35-shakl. Planetar uzatmalar:

a -umumiy sxema; b -g'ildirak qo'zg'almas; d -yetaklagich qo'zg'almas.

Keng kinematik imkoniyatlari planetar uzatmalarning eng muhim afzalliklaridan biri hisoblanadi va ularni quyidagicha ishlatish mumkin: doimiy uzatish nisbatli reduktor; tezliklar qutisi – unda turli zvenolarni galma-gal to‘xtatib, uzatish nisbatini o‘zgartirish mumkin; differensial mexanizm. Planetar uzatmaning ikkinchi afzalligi – ixcham va massasi-ning kamligi. Oddiy uzatmalardan planetar uzatmalarga o‘tish massani 2–4 bor va ko‘proq kamaytirish imkonini beradi. Buni quyidagicha izohlash mumkin: quvvat satellitlar soniga teng bo‘lgan bir necha oqim bo‘yicha uzatiladi. Bunda har bir ilashmadagi tishlarga tushadigan yuklanish bir necha bor kamayadi: ichki ilashma (g va b) yuqori yuklanish qobiliyatiga ega. Chunki ichki ilashmalarda keltirilgan egrilik radiusi katta bo‘ladi, planetar prinsip ko‘p pog‘onali uzatmani qo‘llamasdan katta uzatish nisbati (minggacha va undan katta) olishga imkon yaratadi; satellitlar simmetrik joylashganda uzatmadagi kuchlar o‘zaro muvozanatlashadi, shu sababli tayanchlarga tushadigan yuklanish kamayadi. Bu esa yo‘qotishlarni kamaytiradi va tayanchlar konstruksiyasini soddalashtiradi (satellitlar tayanchidan tashqari).

Planetar uzatmalarning kamchiliklari – tayyorlash aniqqligi va yig‘ishga yuqori talablar qo‘yiladi.

Planetar uzatmalar transport mashinasozligi, stanoksozlik, priborsozlik va boshqalarda keng qo‘llaniladi.

Kinematikasi. Planetar uzatmalarning kinematikasini o‘rganishda yetaklagichni to‘xtatish usuli – **Villis** usuli keng qo‘llanadi. Butun planetar uzatmaga xayolan yetaklagich aylanishlar takroriyiligiga teng bo‘lgan, lekin qarama-qarshi yo‘nalishda aylanish beriladi. Bunda yetaklagich go‘yo tormozlanadi, boshqa zvenolar esa bog‘lanishdan ozod bo‘ladi. Bunda aylantirilgan mexanizm hosil bo‘lib (3.35, d -shakl), u oddiy uzatmani tashkil qiladi va unda harakat a dan b ga parazit g‘ildirak orqali uzatiladi. Aylantirilgan mexanizm tishli g‘ildiraklarining aylanishlar takroriyligi avvalgi aylanishlar takroriyligidan yetaklagich aylanishlar takroriyligining ayirmasiga teng bo‘ladi. Misol tariqasida 3.35-shaklda ko‘rsatilgan uzatma kinematikasini tahlil qilamiz. Bunda aylanishlar takroriyligini belgilashda zvenolar indeksidan foydalanamiz (n_a , n_h va sh.k.), uzatishlar nisbatini esa harakat yo‘nalishida va qo‘zg‘almas zvenolar indeksi bilan belgilaymiz. Masalan, i_{ah}^b qo‘zg‘almas b zvenoda a dan h ga uzatish nisbatini bildiradi. Aylantirilgan mexanizm uchun

$$i_{ab}^h = \frac{(n_a - n_b)}{(n_b - n_h)} = -\frac{z_b}{z_a}. \quad (3.67)$$

Planetar uzatmalarda uzatish nisbatini ishorasi katta ahamiyatga ega. $i > 0$ da yetaklovchi va yetaklanuvchi zvenolar aylanishi bir xil yo'nalishda, $i < 0$ da esa, qarama-qarshi yo'nalishda deb qabul qilinadi, shu sababli $i_{ab}^h < 0$.

Real mexanizmga o'tadigan bo'lsak, amalda ko'p hollarda b g'ildirak to'xtatilgan, a – yetaklovchi va h – yetaklanuvchi bo'ladi, (3.67) formula asosida $n_b = 0$ da

$$(n_a - n_b) / -n_b = -z_b / z_a; \quad -n_a / n_b + 1 = -z_b / z_a$$

yoki

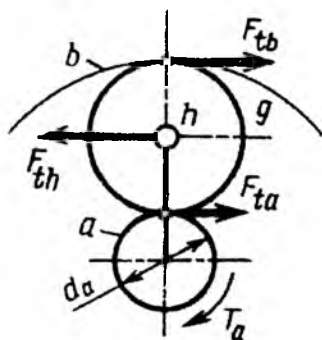
$$i_{an}^b = n_a / n_b = 1 + z_b / z_a. \quad (3.68)$$

Satellitning aylanishlar takroriyiligini quyidagi tenglikdan aniqlaymiz

$$(n_a - n_b) / (n_g - n_b) = i_{ag}^h = -z_g / z_a, \quad (3.69)$$

n_a va n_b ma'lum bo'lsa, n_g ni aniqlash mumkin, bunda $(n_g - n_b)$ satellitning aylanishlar takroriyiligini yetaklagichga nisbatan yoki o'zining o'qiga nisbatan aniqlash mumkin.

Uzatmadagi kuchlar.



3.36-shakl. Planetar uzatmadagi kuchlar.

3.35-shakldagi satellitning muvozanat shartidan

$$\left. \begin{aligned} F_{ia} &= F_{ib} \text{ va } F_{ih} = -2T_{ia}, \\ \text{bu yerda } F_{ia} &= 2T_a K_c / (d_a C), \end{aligned} \right\} \quad (3.70)$$

bu yerda, C – satellitlar soni; K_C – satellitlar orasida yuklanishning notekis tarqalishini hisobga oluvchi koeffitsiyent.

Aylana kuch ma'lum bo'lganda radial va o'q bo'ylab yo'nalgan yuklanishlar xuddi oddiy uzatmalardagi kabi aniqlanadi.

K_c ning qiymati tayyorlash aniqligi va satellitlar soniga bog'liq bo'ladi.

Strukturaviy tahlildan planetar uzatmaning ortiqcha bog'lanishli mexanizm ekanligi ma'lum bo'ladi. Bitta satellitli uzatmada ortiqcha bog'lanish bo'lmaydi. Lekin bunday uzatmada tishlarga katta yuklanish tushadi, demak, gabarit o'lchamlari katta bo'ladi. Bir nechta qo'shimcha satellitlarni o'rnatish ortiqcha bog'lanishlarning hosil bo'lishiga olib keladi. Ortiqcha bog'lanishli mexanizmlarda o'lchamlarning har bir chetga chiqishi, masalan, tishlar qadami, satellitlar o'qi joylashishining radiusi xatoliklari va boshqalar satellitlar orasida yuklanishning notekis taqsimlanishiga olib keladi. Ortiqcha bog'lanishni yo'qotish uchun markaziy g'ildirakdan biri (ko'pincha a g'ildirak) o'zi o'mashadigan, ya'ni radial tayanchlarsiz tayyorlanadi. Ushbu maqsadda g'ildirak val bilan tishli mufta yordamida ulanadi. Kompensatsiyalovchi qurilmalar bo'lmasa – $K_c=1,2-2$. O'zi o'mashadigan g'ildiraklar va uchta satellit bo'lsa,

$$K_c=1,1...1,2. \quad (3.71)$$

Aylana kuchlar ma'lum bo'lsa, uzatma asosiy zvenolaridagi aylantiruvchi momentlarni bu kuchlarning mos radiuslarga ko'paytmasi sifatida aniqlash mumkin. Umumiy holda momentlar va kuchlarni aniqlash uchun planetar uzatmaning uch zvenoli mexanizm sifatida strukturaviy sxemasidan foydalanamiz (3.37-shakl).

Muvozanat shartidan:

$$T_a + T_b + T_h = 0. \quad (3.72)$$



3.37-shakl. Planetar uzatmaning strukturaviy sxemasi.

Energiyaning saqlanish shartidan:

$$T_a \omega_a + T_b \omega_b + T_h \omega_h = 0. \quad (3.73)$$

Bu tenglamalarda momentlar va ularning burchak tezliklariga ko'paytmalari T va ω ning (yetaklovchi zvenolar) yo'nalishi bir tomonga bo'lsa, «musbat» ishora va ular qarama-qarshi bo'lsa (yetaklanuvchi zvenolarda), «manfiy» ishora beriladi. (3.73) formulada hozircha ishqalanishdan yo'qotishlar hisobga olinmagan.

Ikkita tenglamadan ikkita noma'lumni topish mumkin. Masalan, a – yetaklovchi, b qotirilgan bo'lsa ($\omega_b=0$), foydali ish koeffitsiyenti η_{ah}^b ni e'tiborga olib, quyidagini topamiz

$$T_h = -T_a \eta_{ah}^b \omega_a / \omega_h = -T_a \eta_{ah}^b i_{ah}^b. \quad (3.74)$$

(3.72) formuladan

$$T_b = T_a (\eta_{ah}^b i_{ah}^b - 1). \quad (3.75)$$

Mustahkamlikka hisoblash. Planetar uzatma g'ildiraklarining tishlarini mustahkamlikka hisoblashda oddiy tishli uzatmalarda qo'llanilgan formulalar ishlatiladi. Hisobni har ilashma uchun olib boriladi; masalan (3.35-shakl), tashqi ilashmada – a va g g'ildiraklar uchun, ichki ilashmada – g va b g'ildiraklar uchun. Bu ilashmalardagi kuchlar va modullar teng bo'lib, ichki ilashma o'z xususiyati bo'yicha tashqi ilashmadan mustahkamroq bo'ladi. G'ildirak materiallari bir xil bo'lgani uchun faqat a va g g'ildiraklar ilashmasini tekshirish kifoya bo'ladi. G'ildirak-

larda turli materiallar ishlatilsa, ichki ilashmaning hisobi g'ildirak materialini tanlash maqsadida yoki tekshiruvchi sifatida bajariladi.

Figilishga hisoblashda (3.16) formuladan foydalaniladi. Kontakt kuchlanish bo'yicha hisoblashda (3.7) va (3.8) formulalardan foydalanilganda satellitlar soni C va ular orasida yuklanishning notekis taqsimlanishini e'tiborga olish kerak. Masalan, (3.8) quyidagi ko'rinishda bo'ladi:

$$d_1 = 1,35 \sqrt{\frac{E_{kel} T_1 K_{H\beta} K_c}{[\sigma_H]^2 \psi_{ba} C} \left(\frac{u \pm 1}{u} \right)}, \quad (3.76)$$

bu yerda, C va K_C xuddi (3.70) formuladagi qiymatlarga ega bo'ladi.

Planetar uzatmalar uchun

$$\psi_{bd} = \frac{b_w}{d_1} \leq 0,75. \quad (3.77)$$

Tishlar sonini tanlash. Planetar uzatmalarda silindrsimon, konussimon va hatto chervyakli g'ildiraklar qo'llanishi mumkin. Tishlar to'g'ri (ko'pincha) va qiya bo'ladi.

Tishlar sonini tanlash kinematik hisob bilan bog'liq bo'ladi, odatda, mustahkamlikka hisoblashdan avval bajariladi. i ma'lum bo'lganda tishlar soni dastlab (3.68) formula yordamida aniqlanadi. Topilgan qiymatlarni planetar uzatmaning yig'ilish sharti bo'yicha aniqlanadi. 3.35-shakldagi uzatmani misol tariqasida ko'rib chiqimiz.

O'qdoqlik sharti

$$\frac{d_a}{2} + d_g = \frac{d_b}{2} \text{ yoki } z_a = (z_b - z_g) / 2. \quad (3.78)$$

Satellitlarning simmetrik joylashish sharti z_a va z_g sonlarining satellitlar soniga karrali bo'lishini talab qiladi.

Qo'shnilik sharti satellitlar orasida kafolatlangan tirqish bo'lishini ko'zda tutadi. 3.35-shakl bo'yicha

$$2 \left(\frac{d_a}{2} + \frac{d_g}{2} \right) \sin \left(\frac{\pi}{c} \right) > 2 \left(\frac{d_g}{2} + m \right)$$

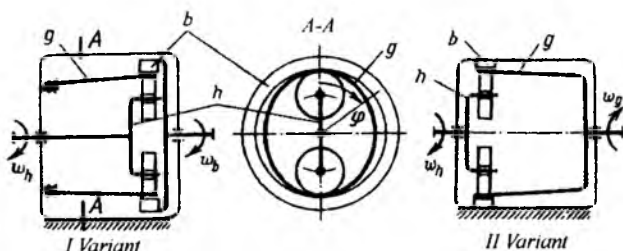
yoki

$$(z_a + z_g) \sin\left(\frac{\pi}{c}\right) > (z_g + 2). \quad (3.79)$$

3.7. To'liqinsimon uzatmalar

Umumiy ma'lumotlar. To'liqinsimon uzatmaning ish tarzi harakat parametrlari mexanizm elastik zvenosining to'liqinsimon deformatsiyalanishiga asoslangan. Bunday uzatma 1959-yili AQSHda muhandis Masser tomonidan patentlangan.

Bir qator afzalliklari tufayli to'liqinsimon uzatmalar keng tarqalgan. To'liqinsimon uzatmalardan eng ko'p tarqalgani tishli to'liqinsimon uzatmalardir.



3.38-shakl. To'liqinsimon uzatma.

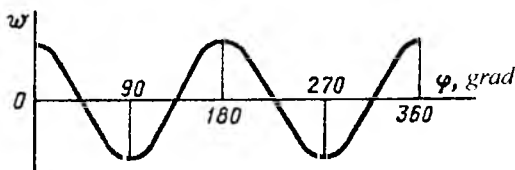
3.38-shaklda to'liqinsimon friksion uzatma ko'rsatilgan. Uzatma uch asosiy elementdan tuzilgan: elastik g'ildirak g ; birk g 'ildirak b ; to'liqin generatori h .

Elastik g 'ildirakning tashqi diametri d_g deformatsiyalanmagan holda birk g 'ildirakning ichki diametri d_b dan kichik bo'ladi

$$d_b - d_g = 2w_0. \quad (3.80)$$

3.38-shakldagi elastik g 'ildirak elastik silindr ko'rinishida tayyorlanadi. Uzatmada yetaklanuvchi g 'ildirak bilan I variant bo'yicha birk g 'ildirak, II variant bo'yicha elastik g 'ildirak birikadi, I variantda elastik g 'ildirakning chap deformatsiyalanmagan chekkasi korpus bilan birlashtirilgan. Silindrga o'ng chetidan generator qo'yilgan, bu misolda u ikkita rolikli yetaklagichdan iborat. Roliklar bo'yicha tashqi diametr silindr ichki diametridan $2w_0$ ga katta, shu sababli o'ng chekkadan

silindr deformatsiyalangan. Generator shunday tuzilganki, deformatsiyalangan elastik g'ildirak biki g'ildirakka yuklanishning ishqalanish kuchini uzatish uchun yetarli kuch bilan siqiladi.



3.39-shakl. Elastik silindrning radial surilishlar grafigi.

3.39-shaklda elastik silindrning deformatsiyalanish ta'siridan radial surilishlar grafigi ko'rsatilgan. Koordinata o'qida absissada φ burchak tasvirlangan. Surilishlarni deformatsiyalanmagan silindr nuqtasining boshlang'ich holatidan o'laymiz. Grafik ko'ndalang to'lqinning bir lahzali holatiga o'xshaydi. Generatorning aylanishida surilishlar to'lqini elastik g'ildirak aylanasi bo'yicha harakatlanadi. Shu sababli uzatma to'lqinsimon, h yetaklagich esa to'lqin generatori deyiladi.

Aylana yoyilmasida ikkita to'lqin joylashadi. Bunday uzatma ikki to'lqinli deyiladi. To'lqinlar soni katta bo'lgan uzatmalar ham bor. Masalan, 120° burchak ostida joylashgan uchta rolikli uch to'lqinli uzatma hosil bo'ladi.

Generatorning aylanishi biki g'ildirakning ω_b burchak tezligi (I variant) bilan yoki elastik g'ildirakning ω_g (variant II) bilan aylanishi hisobiga bo'ladi.

To'lqinsimon uzatmada quyidagi belgilashlar qabul qilingan: w_0 – *deformatsiyalanish o'lchami*, elastik g'ildirak nuqtasining genetator katta o'qi bo'yicha radial surilishiga teng; *generatorning katta va kichik o'qi* – elastik g'ildirakning yon kesimda deformatsiyalangan shakl o'qlari.

Uzatmaning kinematik parametrlari.

Villis usulidan foydalanib uzatish nisbatini aniqlaymiz

$$\frac{\omega_g - \omega_h}{\omega_b - \omega_h} = \frac{d_b}{d_g}.$$

O'zgartirishlardan so'ng:

qo'zg'almas biki g'ildirak uchun ($\omega_b = 0$)

$$\left. \begin{aligned} i_{hg}^b &= \frac{\omega_h}{\omega_g} = -\frac{d_g}{(d_b - d_g)} = -\frac{d_g}{2w_0}; \\ i_{hb}^g &= \frac{\omega_h}{\omega_b} = \frac{d_b}{d_b - d_g} = \frac{d_b}{2w_0}. \end{aligned} \right\} \quad (3.81)$$

Oddiy uzatmada i radiuslar nisbatiga teng bo'ladi, to'liqinsimon uzatmada esa yetaklanuvchi g'ildirak radiusini radiuslar ayirmasi yoki deformatsiyalanish o'lchami nisbatiga teng bo'ladi.

Radiuslar ayirmasi qancha kichik bo'lsa, uzatish nisbati katta bo'ladi. Uzatish nisbatining kattaligi to'liqinsimon uzatmaning eng yaxshi sifatlaridan biri. $i_{\max}$ ning qiymatlari, masalan, friksion to'liqinsimon uzatmalar uchun, diametrlar o'lchamini tayyorlash aniqligi yoki ularning ruxsat etilgan chetga chiqishlari bilan cheklanadi. Amalda $i_{\max} \approx 1000$ bo'ladi. $i_{\min}$ ning qiymatini elastik g'ildiraklarning mustahkamligi chegaralaydi, chunki kuchlanish qiymati deformatsiyalanish o'lchamlari w_0 ga proporsional bo'ladi. Po'lat elastik g'ildiraklar uchun $i_{\min} \approx 80$. $i_{\min}$ ning cheklanishi – **to'liqinsimon uzatmalarning kamchiliklaridan biri**.

To'liqinsimon uzatma strukturasi bo'yicha xuddi planetar kabi uch zvenoli mexanizm. U reduktor yoki multiplikator sharoitidan tashqari differensial sharoitida ham ishlashi mumkin.

To'liqinsimon uzatma nuqtasining aylana tezligi generator burchak tezligini nuqta radial surilishiga ko'paytmasiga teng bo'ladi:

$$v = \omega_h w. \quad (3.82)$$

G'ildirak b ning burchak tezligi

$$\omega_b = \frac{\omega_h 2w_0}{d_b}.$$

Agar b g'ildirak qo'zg'almas bo'lsa, g elastik g'ildirakning burchak tezligi

$$\omega_g = \frac{2w_0(\omega_h + |\omega_g|)}{d_g + 2w_0},$$

bu yerda, $(d_g + 2w_0)/2 - A$ nuqtada deformatsiyalangan g'ildirakning radius vektori.

To'lqinsimon uzatmani boshqa uzatmalar bilan struktura sxemalarini solishtirib quyidagilarni ta'kidlash mumkin: boshqa mexanik uzatmalar biki zvenoli mexanizmlar bo'lib, harakatni uzatish richag yoki qiya tekislik tamoyilida uzatiladi. Richag tamoyili tishli, friksion, tasmali va zanjirli uzatmalarda qo'llanadi, ularda g'ildirak radiuslar nisbati funksional jihatdan richaglar yelkasining nisbatiga teng bo'ladi. Qiya tekislik tamoyilida chervyakli va vintli uzatmalar ishlaydi.

To'lqinsimon uzatmada harakatni uzatish elastik zvenoning deformatsiyalanish hisobiga bo'ladi. Bu deformatsiyalanish tamoyilining mohiyati shundaki, elastik g'ildirakni to'lqinsimon deformatsiyalanishida hamma nuqtalari aylana tezlikka ega bo'ladi. Elastik g'ildirakni biki g'ildirak bilan tutashuvda yetaklanuvchi zveno (biki yoki elastik g'ildirak)da to'lqinlar cho'qqisida aylana tezlik uzatiladi.

1. Tishli to'lqinsimon uzatmalar

Tishli to'lqinsimon uzatmalarda biki g'ildirak ichki tishli, elastik g'ildirak esa tashqi tishli bo'ladi (3.40-shakl). Elastik g'ildirakning deformatsiyasida B nuqtalarda tishlar uchida radial tirqish hosil bo'ladi. A nuqtalarda esa tishlar to'liq ishchi balandligi bo'yicha ilashadi. E nuqtalarda esa oraliq ilashish bo'ladi.

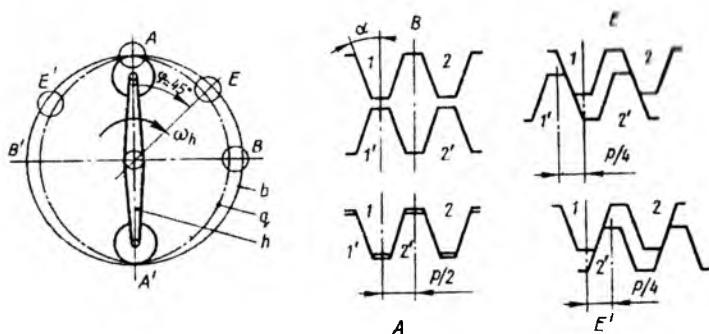
Ilashmada ikki g'ildirak tishi modullari teng bo'ladi.

Uzatish nisbati. (3.81) formulalarda d_g va d_b bo'luvchi diametrlar

$$d_g = mz_g, \quad d_b = mz_b, \quad (3.83)$$

bunda

$$\left. \begin{aligned} i_{hb}^g &= \frac{d_b}{d_b - d_g} = \frac{z_b}{z_b - z_g} \\ i_{hg}^b &= -\frac{d_g}{d_b - d_g} = -\frac{z_g}{z_b - z_g} \end{aligned} \right\} \quad (3.84)$$



3.40-shakl. Tishli to'liqsimon uzatma.

Tishlar soni. 3.40-shaklda ilashmaning turli fazalari ko'rsatilgan. Bu yerda tish profili shartli to'g'ri chiziqli qilib ko'rsatilgan. Generatorning aylanishida g va b larning nisbiy burilishi yuz berib, bunda g g'ildirakning tishlari bir tarafdin boshqasiga o'tadi. Buning uchun B nuqtada ilashma ajraladi. Generatorning chorak aylanishida tishlar B holatdan A holatga o'tadi. Aylana yo'nalishda ular yarim qadamga surildi. b g'ildirak qo'zg'almas bo'lsa g g'ildirak yarim qadamga suriladi. Generatorning to'liq aylanishida surilish – ikki qadam bo'ladi. Bu hol $z_b - z_g = 2$ yoki generator to'liqlar soni $u = 2$ bo'lganda bo'ladi. Demak,

$$i_{hb}^g = \frac{z_b}{2}, \quad i_{hg}^b = -\frac{z_g}{2}. \quad (3.85)$$

Tishlar generator bilan tutashganda (yuqori o'ng va pastki chap choraklar, 3.40-shakl) ilashmaga kiradi, generator bilan ajrashadigan tishlar (yuqori chap va pastki o'ng choraklar) ilashmadan chiqadi. Ilashmaga kirganda tishlar E ishchi yurish, chiqqanda esa E' salt yurish bajaradi. Harakatning ko'rilgan sxemasi to'liqsimon uzatmada bir vaqtning o'zida ko'p tishlar ilashmada bo'lishi mumkinligini ko'rsatadi. Nazariy ilashish yoyi B dan A gacha va B' dan A' gacha bo'lishi mumkin yoki bir vaqtda ilashadigan tishlar soni z_g ning 50% ini tashkil etadi. Masalan, $i_{hg}^b = 100$ $z_g = 200$ da bir vaqtning o'zida ilashmada 100 ta tish bo'ladi, oddiy uzatmalarda esa 1–2 ta bo'ladi. Bu – tishli to'liqsimon uzatmaning asosiy afzalliklaridan biri, u gabarit o'lchamlar kichik bo'lganda yuqori yuklanish qobiliyatini ta'minlaydi.

Amalda bir vaqtning o'zida ilashmada bo'ladigan tishlar soni umumiy tishlar sonining 20–40% ini tashkil qiladi.

Tishli to'liqinsimon uzatma tishining bir necha profili ishlab chiqilgan bo'lib, ulardan eng ko'p tarqalgani evolventali tishlardir. Texnologik jihatdan ularni tayyorlash oson va ilashmaning qoniqarli ilashini ta'minlaydi.

2. To'liqinsimon uzatmalarning asosiy sifat ko'rsatkichlari

1. Katta uzatish nisbati. Bir pog'onada $i = 300$ gacha olish mumkin, maxsus uzatmalarda esa bir necha minggacha bo'lishi mumkin.

2. Ilashmada bir vaqtda ko'p tishlar ilashadi. Masalan, $i = 100$ da bir vaqtda ilashmada 60–80 tishlar jufti bo'ladi (oddiy uzatmalarda esa 1–2 juft bo'ladi). Buning natijasida kichik gabarit o'lchamlar va massada uzatmaning yuklanish qobiliyati yuqori bo'ladi. Ba'zi konstruksiyalarda to'liqinsimon uzatma massasi planetar uzatma massasining yarmini, hajmi esa planetar uzatmalar hajmining $1/3$ qismini tashkil etadi.

3. Ilashmaning ikki zonali va ko'pjuftligi hisobiga kinematik xatoligi kamayadi.

4. Bir xil uzatish nisbatlarida to'liqinsimon uzatmalar foydali ish koeffitsiyenti planetar va ko'p pog'onali oddiy uzatmalarnikiga yaqin bo'ladi (masalan, $i = 100$ da $\eta = 0,9$ gacha bo'ladi).

5. Konstruksiyaning simmetrikligi bois val va tayanchlarga tushadigan yuklanishning kamligi.

6. Harakatni germetik hajmlarga (germetik devor orqali) uzatish mumkinligi.

7. Maxsus tayyorlashda kam inersiyaligi.

8. Shovqini past.

9. Planetar uzatmaga o'xshash reduktor, multiplikator va differensial mexanizm sifatida ishlatilishi mumkin.

10. To'liqinsimon uzatmalarni tayyorlash texnologik jihatdan qiyinchilik tug'dirmaydi.

11. Detallar soni bir necha baravar kam, narxi esa taxminan ikki bor arzon. Umumiy vazifali standart uzatmalarning xizmat muddati 10 000 soat.

Zamonaviy to'liqinsimon uzatmalarning kamchiliklari:

– uzatish nisbati quyi chegarasining yuqori qiymatlari $i_{\min} \geq 80$;

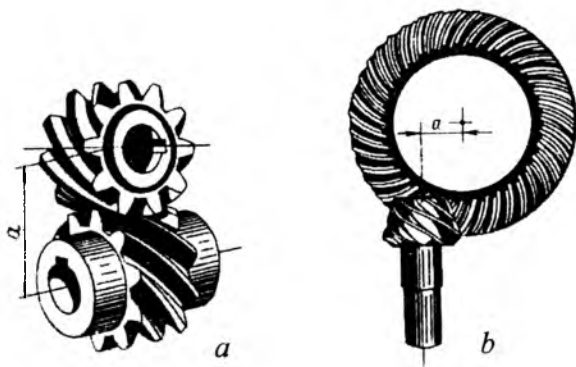
– elastik g'ildirak va to'liqin generatorini tayyorlashning nisbatan qiyinligi (maxsus jihoz zarur bo'ladi).

Bu kamchiliklar to'liqsimon uzatmalarni yakka ishlab chiqarishni va ta'mirlashni qiyinlashtiradi.

To'liqsimon uzatmalarni katta uzatish nisbatili uzatmalarda hamda germetiklik, kinematik aniqlik, inersiyaviylikka maxsus talablar qo'yilganda qo'llash tavsiya etiladi.

3.8. Harakatni ayqash vallarga uzatadigan tishli uzatmalar

Harakatni ayqash vallarga uzatishda vallar o'qlari kesishmay, ma'lum burchak ostida va bir-biridan a masofada joylashadi (3.41-shakl). Harakatni ayqash vallarga uzatish uchun vintaviy va gipoid uzatmalar qo'llanadi. O'qlarning ayqash joylashishi bu uzatmalarga ba'zi xususiyatlarni berib, ulardan amalda foydalanish mumkin. Masalan, ikkala valning podshipniklarini g'ildirakning ikki tarafida joylashtirish mumkin; ikki val ham g'ildirak ikki tarafida davom etdirilishi mumkin, bu esa bir yetaklovchi valdan harakatni bir necha yetaklanuvchi vallarga uzatish imkonini beradi.



3.41-shakl: a – vintaviy uzatma; b – gipoid uzatma.

Ayqash o'qli uzatmalarning asosiy kamchiligi – ilashmadagi yuqori sirpanish va u bilan bog'liq tez yeyilish hamda yulinishga moyillik bo'ladi.

Vintaviy va gipoid uzatmalar aksariyat hollarda maxsus yuritmalarda ishlatiladi. Shu sababli, bular to'g'risida umumiy tushunchalarni tanishish bilan chegaralanamiz.

Vintaviy uzatmalar (3.41, *a*-shakl) silindrsimon qiya tishli uzatmalar bilan amalga oshiriladi. Vallarning o'qi ayqash joylashishi va g'ildirak boshlang'ich silindrlari nuqtada tutashadi. G'ildirak aylana tezliklarining vektorlari ayqashlik burchagi bo'yicha yo'naladi, shu sababli uzatmada katta sirpanish kuzatiladi. Nuqtaviy kontakt va sirpanish, hatto kam yuklanishlarda ham tez yeyilish va yulinishga olib keladi. Shu sababli, vintaviy uzatmalar, asosan, priborlarning kinematik zanjirlarida qo'llanadi. Kuch uzatadigan uzatmalarda ularni ko'p kirimli chervyakli uzatmalar bilan almashtiriladi. Ko'p hollarda priborlarda bunday almashtirish maqsadga muvofiq bo'ladi. Vintaviy uzatmalarni mustahkamlikka hisoblash eksperimental tadqiqotlarga asoslangan shartli formulalar yordamida bajariladi.

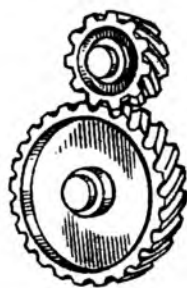
Gipoid uzatmalar (3.41, *b*-shakl) konussimon qiya va egri chiziqli g'ildiraklar bilan amalga oshiriladi. Konuslar uchi bir nuqtada kesishmaydi. O'qlar ayqashlik burchagi ko'pincha 90° ga teng bo'ladi. Vintaviy uzatmalardan farq qilib, gipoid uzatmalarda tishlar chiziqli tutashadigan qilib tayyorlanadi. Gipoid uzatmalarda sirpanish tezligi vintaviy uzatmalardan kam bo'ladi. Shu shababli ularning yuklanish qobiliyati yuqori bo'ladi. Amalda sirpanish bilan bog'liq yulinish xavfini kamaytirish uchun maxsus qirilishga qarshi moy qo'llanadi (gipoid moy), tishlarning qattiqligi termik ishlov bilan oshiriladi hamda o'qlar surilishi cheklanadi.

Gipoid uzatmalarning kamchiligi ularni tayyorlash va yig'ishga bo'lgan talablarning yuqoriligi bo'ladi. Gipoid uzatmalar, asosan, avtotraktor va to'qimachilik mashinasozligida qo'llanadi. Avtomobil yetaklovchi g'ildiraklari o'qidan pastda kardan vallarini joylashtirish avtomobilning og'irlik markazining pastga tushirish va shu bilan uning turg'unligini oshirishga imkon yaratadi. To'quv mashinalarida gipoid uzatmalarning qo'llanishi bir valdan bir necha o'nlab urchuqlarga harakat uzatish imkonini beradi. Gipoid uzatmalarning hisobi maxsus adabiyotlarda keltirilgan.

3.9. Novikov ilashmasi asosidagi uzatmalar

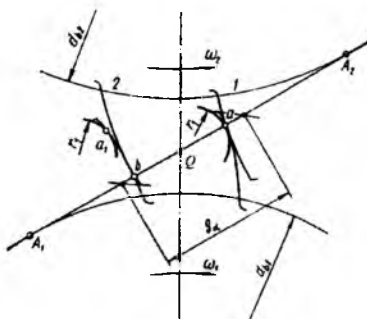
1954-yili rus olimi M.L. Novikov doiraviy tishli profil asosidagi tishli ilashmani yaratdi (3.42-shakl). Bir qator afzalliklari tufayli, birinchi navbatda, yuqori yuklanish qobiliyati tufayli Novikov uzatmalari keng tarqalgan.

Ilashmaning o'ziga xosligi. To'g'ri tishli evolventaviy uzatmaning uzluksiz ishlashi yon qoplanish koeffitsiyenti $\varepsilon_\alpha > 1$ bo'lganda ta'minlanadi. Qiya evolventaviy uzatmalar ikki qoplanish koeffitsiyentiga ega: yon ε_α va bo'ylama ε_β . Qiya tishli uzatma $\varepsilon_\alpha = 0$ bo'lganda ham $\varepsilon_\alpha > 1$ bo'lsa, uzluksiz ilashaveradi. Bunda tish profillarining tutash bo'lishi shart emas. 3.43-shaklda ingichka chiziq bilan evolventaviy to'g'ri tishli uzatma tasvirlangan. Tasvirlangan lahzada ilashmada ikki juft – 1 va 2 tishlar ilashmada bo'ladi. Ilashish nuqtalari a va b ilashish chizig'i $A_1 - A_2$ da joylashadi. Evolventaviy profillar tutash bo'ladi, chunki tishlarning tutashuvi ilashish chizig'ining butun faol qismi g_α da saqlanadi, $\varepsilon_\alpha = \frac{g_\alpha}{P_b}$. 1 g'ildirakda evolventaviy profillar



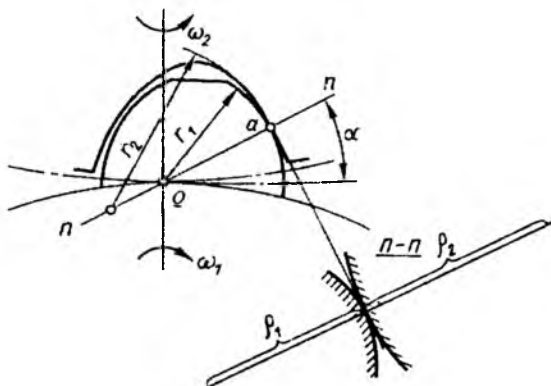
3.42-shakl.
Novikov uzatmasi.

doiraviy profil bilan almashtirilgan 1 (qalin chiziq bilan ko'rsatilgan), aylanalarning yoylari g'ildirak evolventasi bilan a va a_1 nuqtalarda tutashadi, r_1 radius esa evolventaning egrilik radiusidan kichik bo'ladi. G'ildirak 1 ning doiraviy tishining birinchi jufti va g'ildirak 2 ning evolventaviy tishi 2 a nuqtada ilashadi, ikkinchi juftda esa bunday ilashma bo'lmaydi. Ikkinchi juft ilashmaga birinchi juftning o'rmini olgan holda kiradi, ya'ni a nuqtada. a nuqtadan o'tganda yana ilashma bo'lmaydi, tishlar orasida tirqish hosil bo'ladi.



3.43-shakl. Tishlarning ilashishi.

Demak, doiraviy va evolventaviy to'g'ri tishning ilashmasi faqat bitta nuqtada bo'lishi mumkin. Avval bo'lgan ilashish chizig'ining faol qismi g_α holgacha qisqaradi ($\varepsilon_\alpha = 0$). Bunday profillar tutash bo'lmagan profillar deyiladi. To'g'ri tishli uzatma tutash bo'lmagan profil bilan ilasha olmaydi. Tutash bo'lmagan profillar uchun ikkinchi g'ildirakning profili evolventa bo'lishi shart emas. Uni ham doiraviy, lekin r_2 radiusli botiq qilib tayyorlash mumkin. r_2 r_1 ga yaqin, biroz kattaroq (3.44-shakl).



3.44-shakl. Doiraviy tishlar ilashuvi.

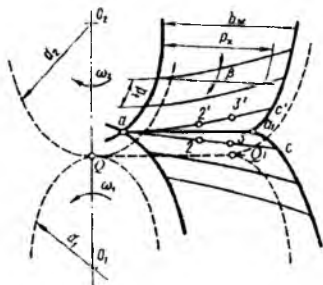
Bunda kontakt kuchlanishlar sezilarli kamayadi, chunki evolventaviy qavariq tishlar profilining kontakti, egrilik radiuslarining farqi kam qavariq va botiq tishlar profili bilan almashtirilgan. Ilashmaning uzluksizligini ta'minlash uchun Novikov uzatmalari qiya tishli qilib tayyorlanadi, $\varepsilon_\beta > 1$. $n-n$ tekislik kesimida qiya tishlarning yon taraflari vint chiziqlarining kattaroq egrilik radiuslari ρ_1 va ρ_2 ga ega bo'ladi. G'ildiraklar aylanishida qiya tishlar $n-n$ tekisligida xuddi silindrlar kabi dumalaydi. Tutashuv nuqtalari a tish uzunligi bo'yicha bir chetdan ikkinchisiga qarab o'zgaradi. Bunday ilashish jarayoni 3.45-shaklda qiya burchakli proeksiyada ko'rsatilgan. Boshlang'ich silindrlar d_1 va d_2 shtrix chiziqlar bilan ko'rsatilgan. Silindrlarning tutashish chizig'i – QQ_1 , qutb chizig'i. Tishlarning kontakt nuqtasi a dan o'tuvchi kontur chiziqlar silindrlarni bildiradi. Bu silindrlar tish sirtlarini vint chiziqlari ac_1 , ac' va boshqalarda kesib o'tadi. Ko'rsatilgan aylanish yo'nalishida

vint chiziqlarining kontakt nuqtasi, demak, tishlar kontakti nuqtasi ham aa_1 chiziqda harakatlanadi. Kontaktga ketma-ket nuqtalar 2 va 2', 3 va 3' va boshqalar kiradi.

Hamma ko'ndalang kesimlarda tish shakli o'zgarmagani uchun kontakt nuqtalardan qutb chiziq QQ_1 gacha bo'lgan masofa o'zgarmaydi. Bu shuni bildiradiki, aa_1 to'g'ri chizig'i, qutb chiziqqa parallel bo'ladi. aa_1 chizig'i Novikov uzatmalarida ilashish chizig'i bo'ladi. Uning uzunligi g'ildirak eniga teng bo'ladi, bunda qoplanish koeffitsiyenti

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{b_w}{P_x} = \frac{b_w \sin \beta}{P_n} = \frac{b_w \sin \beta}{\pi m_n}, \quad (3.86)$$

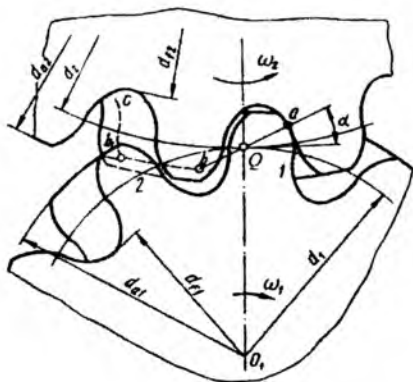
bu yerda, P_x – bo'yлама qadam.



3.45-shakl. Qiya tishli Novikov uzatmasi g'ildiraklarining ilashuvi.

Agar ilashish chizig'i qutb chizig'idan keyin joylashsa (yetaklovchi g'ildirak aylanishi yo'nalishida; 3.44-shakl), bunda ilashma qutb orti ilashma, agar qutbdan oldin joylashsa – qutb oldi ilashma (3.45-shakl) deyiladi. Bir juft g'ildirak, qaysi g'ildirak yetaklovchi bo'lishiga qarab qutboldi yoki qutb orti ilashmali bo'lishi mumkin.

Qutb orti ilashmaning belgisi yetaklovchi g'ildirakning qavariq profili va yetaklanuvchining botiq profili bo'ladi; qutboldi ilashmasida yetaklovchi g'ildirak botiq va yetaklanuvchi g'ildirak qavariq bo'ladi. Tishlarni shunday tayyorlash mumkinki, ularning profilining bir qismi botiq, boshqa qismi qavariq bo'lishi mumkin. Bunda ular qutbdan keyin ham, qutbdan oldin ham ilashishlari mumkin. Shunday qilib, qutboldi va qutbortili ilashma yaratilgan (3.46-shakl).



3.46-shakl. Qutb oldi va ortili Novikov ilashmasi.

Qutboldi ortili ilashma a va b nuqtalardan o'tuvchi ikkita ilashma chizig'iga ega bo'ladi. Mos ravishda tishlar kontaktining soni ikki bor ortadi. Bunday uzatmalarda shesterna va g'ildirak tishlari bir xil profilli bo'ladi: kallagi qavariq, oyog'i – botiq. 3.46-shaklda birinchi tish juftlari old yon tekislikda joylashgan a nuqtada tutashishi ko'rsatilgan. Bunda shesterna tish kallagi g'ildirak tishi oyog'i bilan tutashadi. Ikkinchi juft tishlarda old yon tekislikda tirqish kuzatiladi. Bu lahzada ikkinchi juft tishlarning tutashuvi (ushbu holda) boshqa yon tekislikda joylashgan b_1 nuqtada bo'ladi. Bu yon kesim avvalgi kesimdan bb_1 kesimga siljigan bo'ladi. Bu kesimning tish yon sirti bilan kesishish chizig'i b_1c shtrix chiziq bilan tasvirlangan. b_1 nuqtada shesterna tishi oyog'i g'ildirak tishi kallagi bilan ilashadi; bb_1 – chiziq tish ikkinchi juftining ilashish chizig'i. aa_1 va bb_1 ilashish chiziqlari qutb chizig'i QQ_1 bilan bir tekislikda joylashadi.

Bir va ikki ilashish chizig'li (3.44 va 3.46-shakllar) ilashmalarni solishtirib, quyidagilarni ta'kidlash mumkin. Bir ilashish chizig'i bo'lganda shesterna va g'ildirak tishlari turli profilli bo'ladi. Ularni kesish uchun ikki xil kesuvchi asbob kerak bo'ladi. Ikki ilashish chizig'i bo'lganda shesterna va g'ildirak tishlarini bir kesuvchi asbob bilan kesib tayyorlash mumkin (bir boshlang'ich kontur). Ikki ilashish chizig'ili uzatmaning yuklanish qobiliyati yuqori bo'ladi. Shu sababli, qutb oldi ortili ilashish afzalroq hisoblanadi. Silindrsimon uzatmali Novikov ilashmasi bilan birga konussimon uzatmalar ham tayyorlanadi.

Uzatmani baholash. Novikov uzatmalarining asosiy afzalligi – kontakt mustahkamlik bo'yicha yuqori yuklanish qobiliyati. $H \leq 350HB$ da uning yuklanish qobiliyati, o'lchami va materiali bir xil bo'lgan evolventaviy qiya tishli uzatmadan 1,5–1,7 baravar yuqori bo'ladi.

Kamchiliklari – o'qlararo masofaning o'zgaruvchanligiga yuqori ta'sirchan bo'ladi; tish kesuvchi asbobning nisbatan murakkab boshlang'ich profili; evolventaviy profilga nisbatan egilishdagi mustahkamlikning biroz pasayishi.

Asosiy geometrik parametrlari. Novikov uzatmasi g'ildiraklari, odatda, siljitishsiz kesiladi. Ularning geometrik parametrlari.

$$\left. \begin{aligned} d &= m_1 z; \quad d_a = d + 2m_n h_a^*; \\ d_f &= d - 2m_n (h_2^* + c^*); \\ a &= 0,5m_n (z_1 + z_2); \quad m_t = m_n / \cos \beta \end{aligned} \right\} \quad (3.87)$$

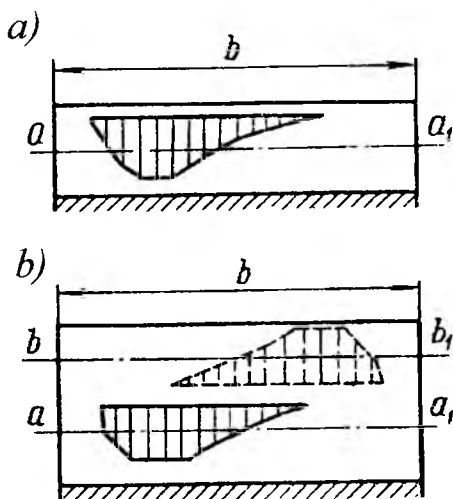
Bu formulalar qutb oldi-orti ilashmasi uchun keltirilgan. Ulardagi belgilashlar xuddi evolventaviy uzatmalar uchun kabi bo'ladi: $\beta = 10 \dots 22^\circ$; $h_a^* = 0,9$, $c^* = 0,15$.

Ishlash qobiliyati va hisobning mezonlari. Novikov uzatmalarida deformatsiya va tishlar ishlashib ketishini hisobga olmaganda, tishlar kontakti, evolventali uzatmalar kabi chiziqda emas, nuqtada bo'ladi. Lekin tish qavariq va botiq sirlari egrilik radiuslari r_1 va r_2 ning kichik farqi hamda n - n kesimdagi qiya tishlarning katta egrilik radiuslari ρ_1 va ρ_2 (3.44-shaklga qarang) shunga olib keladiki, yuklanish ostida nuqtaviy kontakt dog' bo'yicha kontaktga o'tadi (3.47-shakl) 3.47, *a*-shaklda qutborti ilashma kontakt dog'i, 3.47, *b*-shaklda qutboldi orti ilashmasi kontakt dog'i ko'rsatilgan.

Qutboldi-orti ilashmasida ikki kontakt chizig'iga mos ikkita kontakt dog'i bo'ladi. 3.47-shaklga binoan *a* va *b*₁ nuqtalardagi ikki kontakt dog'i ikki qo'shni tishlarda joylashadi. 3.47, *b*-shaklda ikkinchi tish kontakt dog'i shtrix chiziq bilan tasvirlangan. Novikov uzatmalarida evolventaviy tishlarga nisbatan kontakt dog'i o'lchamlari, demak, kontakt kuchlanish bo'yicha yuklanish qobiliyati ham yuqori bo'ladi.

Chizikli kontakt emas, nuqtali kontakt egilishdagi mustahkamlikni kamaytiradi. Masalan, to'g'ri tishli evolventaviy uzatmada yuklanish nazariy jihatdan tishning butun uzunligi bo'yicha tarqaladi va egilishga

tishning asosidagi hamma kesimlari qarshilik ko'rsatadi. Qutb orti Novikov uzatmasidagi kontakt deformatsiyalar ta'sirisiz yuklanish nuqtada to'planadi. Bunda yon taraflardagi ilashish xavfli bo'lib, tish chetlari sinishi mumkin. Shu sababli, bo'yлама qoplanish koeffitsiyentlarini $\epsilon_p \geq 1,3$ olish tavsiya etiladi, bunda tish chekkalari bo'yicha ikki juftli ilashma ta'minlanadi.



3.47-shakl. Novikov uzatmasidagi kontakt dog'lari.

Nuqtaviy (nazariy jihatdan) kontakt Novikov uzatmalarini tishlarining qiyalanishiga chiziqli kontaktga nisbatan kam ta'sirchan bo'lishini ta'minlaydi. Lekin ular o'qlararo masofaning o'zgarishiga ko'proq ta'sirchan bo'ladi. Novikov uzatmalarining ishchanlik qobiliyati va hisobining asosiy mezonlari ularning kontakt va eguvchi kuchlanishlar bo'yicha mustahkamligi hisoblanadi.

Mustahkamlikni oshirish usullari. 1. Kontakt dog'i sonini oshirish. Buning uchun qutboldi-orti ilashmasi qo'llanadi va qoplanish koeffitsiyenti ϵ_p oshiriladi. Qutboldi-orti uzatmalar uchun $\epsilon_p \geq 1,3$ yoki 2,3 olinadi. ϵ_p oshishi bilan b_w ham ortadi, shu sababli $\epsilon_p = 1,3-1,4$ qiymat ko'proq qo'llanadi. b_w ning katta qiymatlarida uzatmaning yuqori aniq-ligi va biki bo'lishi talab etiladi.

2. Kontakt dog'i yuzasini oshirish (3.47-shakl) uchun r_1 va r_2 radiuslar ayirmasi kamaytiriladi va ρ_1 va ρ_2 oshiriladi. Amaliyotda $r_2 \approx (1,2 - 1,3)r_1$ olinadi. ρ_1 va ρ_2 larning qiymatlari β kamayishi bilan oshadi. β ning ε_β va ρ ga teskari ta'sirini e'tiborga olib, $\beta=8-25^\circ$ olish tavsiya etiladi.

3. Tishlar soni kam g'ildirak qo'llash, bunda bir xil diametrdagi ($d=mz$) m oshadi va demak, bir vaqtda ham eguvchi, ham kontakt kuchlanish bo'yicha mustahkamlikning ortishiga sabab bo'ladi. $z_1=13-20$ olish tavsiya etiladi.

Materiallari. Novikov uzatmalari uchun evolventaviy uzatmalaridagi materiallar ishlatiladi. Ishchi sirtlarining qattiqligi $\leq HB350$ bo'lgan materiallar ko'p tarqalgan. Evolventaviy uzatmalarda yuqori qattiqlikdagi materiallarning qo'llanishi asosan kontakt kuchlanish bo'yicha mustahkamlikni oshirish va uni egilishdagi mustahkamlik bilan yaqinlashtirishga qaratiladi. Novikov uzatmalarida bunday yaqinlashishga kontakt dog'i yuzasini sezilarli oshirish yo'li bilan erishiladi. Shu sababli sirtlarining qattiqligi yuqori bo'lgan materiallarni qo'llash bu yerda kam samara beradi. Qattiqlik oshishi tishlarning ishlashib ketishini kamaytirib, yuklanish qobiliyatining sezilarli oshishiga olib kelmaydi. Bunda eguvchi kuchlanish qattiqlikni cheklash uchun sabab bo'ladi.

Novikov uzatmalarida, masalan, hajmiy toblashni qo'llash maqsadga muvofiq bo'ladi. Lekin bu toblashda tishlar qiyshayib qolishi mumkin va tishlar keyingi silliqlashni talab etadi. Tishning murakkab profilida bu operatsiyani amalga oshirish sezilarli qiyinchilik tug'diradi.

Mustahkamlikka hisoblash. Novikov uzatmalarida tishlar kontaktining sharoiti Gers qonuni sharoitlaridan sezilarli farq qiladi (r_1 va r_2 kichik farqi, ρ_1 va ρ_2 larning kattaligi). Bu yerda kontakt yuzalarining o'lchami tish o'lchamlariga yaqin bo'ladi, kontakt kuchlanish esa ezuvchi kuchlanishga yaqin bo'ladi (solishtirma bosim bo'yicha). Shu sababli, Novikov uzatmalarini Gers formulasidan aniqlanadigan kontakt kuchlanish bo'yicha hisoblash shartli hisoblanadi.

Novikov uzatmasi uchun solishtirma yuklanish q va keltirilgan egirlik radiusi ρ_{ke} ni aniqlash ancha qiyin bo'lib, bu yerda ko'rilmaydi.

Silindrsimon uzatma qutboldi-orti ilashmasi uchun asosiy hisobiy munosabatlarni isbotsiz keltiramiz.

Kontakt kuchlanish bo'yicha

$$d_1 = 0,62 \sqrt[3]{\frac{E_{kel} T_1 K_{HV} K_{\beta} Z_1 (u \pm 1)}{[\sigma_H]^2 \epsilon_{\beta}' u \cos \beta}}; \quad (3.88)$$

Eguvchi kuchlanish bo'yicha

$$\sigma_F = \frac{T_1 K_{FV} K_{eg} \psi}{m_n^3 Z_1 \epsilon_{\beta} Y_F} \leq [\sigma_F], \quad (3.89)$$

bu yerda, d_1 , E_{kel} , T_1 , z_1 , u , K_{HV} , K_{FV} , m_n , ϵ_{β} , β , $[\sigma_H]$, $[\sigma_F]$ xuddi evolventaviy uzatmaniki kabi bo'ladi; $\epsilon_{\beta}=1,3$ da $\epsilon_{\beta}'=1$ qiymatiga yaqin butun son (masalan, $\epsilon_{\beta}=1,3$ da $\epsilon_{\beta}'=1$); K_{β} , $K_{eg}-\beta$ burchakka bog'liq koeffitsiyentlar (maxsus grafikdan olinadi); $\psi-\Delta\epsilon=\epsilon_{\beta}-\epsilon_{\beta}'$ ning qiymatiga bog'liq koeffitsiyent; Y_F -tish shaklining koeffitsiyenti ekvivalent tishlar soni $z_v=z/\cos^3 \beta$ ga qarab olinadi.

Evolventaviy tishlardan farqli ravishda, Novikov ilashmasi asosidagi uzatmalarning kontakt mustahkamligi tishlar soni z yoki o'zgarmas d da modulga bog'liq bo'ladi.

3.6, 3.7, 3.8 va 3.9 lar bo'yicha nazorat savol va topshiriqlari

1. Planetar uzatmalarning asosiy afzalliklarini ko'rsating.
2. Planetar uzatmalarning kinematikasini tadqiq etishda asosiy usulning mohiyat nimada?
3. Planetar uzatmalar g'ildiraklari tishlar sonini tanlashning qanday shartlari bor?
4. To'lqinsimon uzatmaning harakatni uzatish tarzi nimaga asoslangan?
5. Harakatni ayqash vallarga uzatadigan uzatmalarning asosiy afzallik va kamchiliklarini ko'rsating.
6. Novikov uzatmasining evolventaviy uzatmadan prinsipial farqini tushuntiring.

IV. CHERVYAKLI UZATMALAR

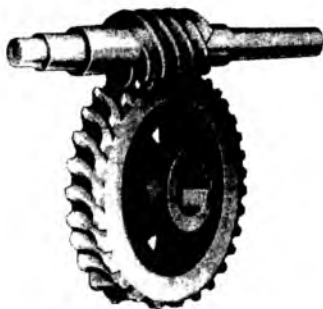
Chervyakli uzatmalar o'qlari ayqash bo'lgan vallarga harakatni (4.1, 4.2-shakllar) uzatish uchun qo'llanadi. Odatda, ayqashlik burchagi 90° ga teng. Chervyakli uzatmaning ishlash tarzi vintli juftning ishlash tarzi kabi yoki qiya tekislikdagi yukning harakatiga o'xshash bo'ladi.

Chervyakli uzatmaning afzalliklari:

- a) tuzilishi oddiy, ixcham, bir pog'onada uzatish soni katta bo'ladi;
- b) ravon va shovqinsiz ishlaydi;
- d) kinematik aniqligi yuqori bo'ladi;
- e) o'zi tormozlanuvchi qilib tayyorlanishi mumkin.

Kamchiliklari:

- a) foydali ish koeffitsiyentining kichikligi;
- b) g'ildirak tishlarining tez yeyilishi;
- d) g'ildirak uchun qimmatbaho material (bronza) ishlatish zarurligi;
- e) yig'ish aniqligiga yuqori talablar qo'yiladi.

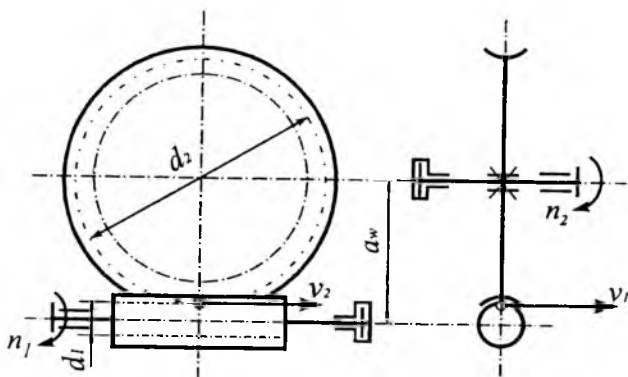


4.1-shakl. Chervyakli uzatma.

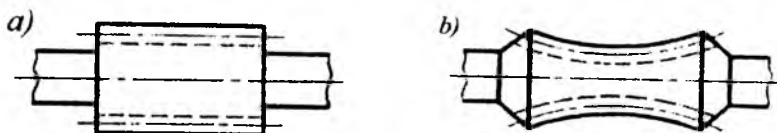
Chervyakli uzatmalar tishli uzatmalarga nisbatan tayyorlanishda qimmat va murakkab bo'ladi. Shu sababli chervyakli uzatmalarning o'qlari ayqash vallarga harakat uzatish hamda yuritma kinematik zanjirlarida katta uzatish soni va yuqori kinematik aniqlik zarur bo'lsa qo'lla-

nadi. Chervyakli uzatmalar ko'tarish-tashish mashinalarida, stanoksozlikda, avtomobilsozlik va boshqa tarmoqlarda ishlatiladi.

Foydali ish koeffitsiyenti kichikligi, g'ildirak tishlarining yulnib, chervyakka yopishib qolishi chervyakli uzatmalarning past va o'rta quvvatli, davriy qisqa muddatli sharoitlarda ishlatilishini chegaralaydi. Odatda, chervyakli uzatmalarning quvvati 50–60 kVt dan oshmaydi. Katta quvvatlarda va uzoq muddat ishlatilganda chervyakli uzatmalardagi quvvat yo'qotilishi ancha sezilarli bo'lib, ularni ishlatish foydasiz bo'lib qoladi.



4.2-shakl. Chervyakli uzatma sxemasi.



4.3-shakl. a) silindrsimon va b) globoid chervyaklar.

4.1. Chervyakli uzatmaning geometrik parametrlari

Chervyakli uzatmalarda, xuddi tishli uzatmalar kabi boshlang'ich va bo'luvchi silindrlar diametrlari ajratiladi:

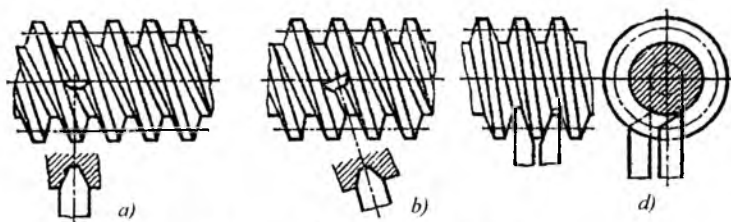
d_{w1}, d_{w2} chervyak va chervyak g'ildiragi boshlang'ich diametrlari;

d_1, d_2 chervyak va chervyak g'ildiragi bo'luvchi diametrlari.

Siljitishsiz tayyorlangan uzatmalarda $d_{w1} = d_1, d_{w2} = d_2$.

Boshlang'ich silindrlarning kesishish nuqtalari ilashma qutbi bo'ladi.

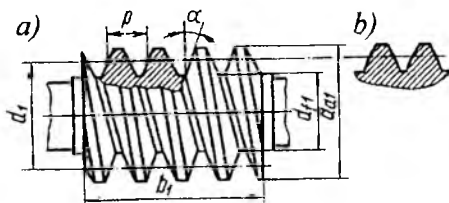
Chervyaklar. Ular quyidagi turlarga bo'linadi: rezba kesilgan tana-sining tuzilishiga qarab: silindrsimon va globoid bo'ladi (4.3-shakl); **rezba profili shakliga qarab:** Arximed, evolventaviy va konvolutaviy chervyaklar (4.4-shakl) bo'ladi.



4.4-shakl. Chervyak turlari:

a-arximed; *b*-evolventaviy; *d*-konvolutaviy chervyaklar.

Arximed chervyaklari asosan silliqatlanmagan $HB < 350$ dan kichik bo'lgan o'ramli chervyaklarda qo'llaniladi. Yuqori qattqlikdagi silliqatlanadigan hollarda evolventaviy chervyaklar qo'llanadi.



4.5-shakl. Silindrsimon chervyakning asosiy geometrik parametrlari.

4.5-shakldagi silindrsimon chervyakning asosiy geometrik parametrlari:
 $\alpha = 20^\circ$ chervyak profil burchagi;

$m = \frac{P}{\pi}$ o'q bo'yicha modul.

Chervyak rezbasi kirimlarining soni $z_1 = 1, 2, 4$ (standartda tavsiya etilgan qiymatlar).

$q = \frac{d_1}{m}$ chervyakning nisbiy diametri (koeffitsiyenti);

q standartdagi jadvaldan olinadi.

Chervyakning egilishini kamaytirish maqsadida chervyak ingichka bo'lib ketmasligi uchun $q \geq 0,25z_2$ olinadi.

Vint chizig'ining ko'tarilish burchagi – $tg\gamma$

$$tg\gamma = \frac{\pi m z_1}{\pi d_1} = \frac{m z_1}{d_1} = \frac{z_1}{q}. \quad (4.1)$$

Chervyakning diametrlari:

$$\left. \begin{aligned} d_1 &= qm && \text{bo'luvchi diametri;} \\ d_{a1} &= d_1 + 2m && \text{sirtqi diametri;} \\ d_{f1} &= d_1 - 2,4m && \text{ichki diametri.} \end{aligned} \right\} \quad (4.2)$$

$b_1 >$ chervyakning o'ramlar qir qilgan qismi uzunligi. Uning qiymati jadvaldan hisoblanadi. Masalan $z_1 = 1,2$, $x = 0$ da

$$b_1 > (11 + 0,06z_2)m.$$

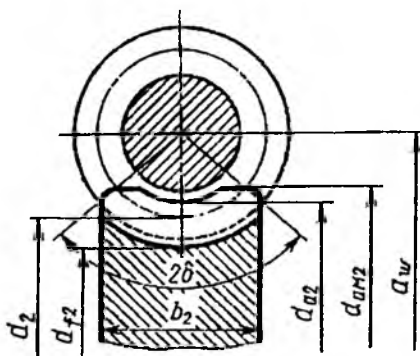
Silliqlab ishlov beriladigan chervyaklarining b_1 o'lchami kesuvchi asbob profiliga mos ravishda uzaytiriladi: $m < 10$ da 25 mm ga, $m = 10-16 \text{ mm}$ da $35-40 \text{ mm}$ ga uzaytiriladi.

Chervyak g'ildiragining o'lchamlari (4.6-shakl).

$d_2 = z_2 m$ – bo'luvchi diametr;

$d_{a2} = d_2 + 2m$ – g'ildirakning o'rta kesimida tish ichidan o'tuvchi diametri;

$d_f = d_2 - 2,4m$ – g'ildirakning o'rta kesimida tish oyog'i (tubi)dan o'tuvchi diametri.



4.6-shaklda: Chervyak g'ildiragining asosiy geometrik o'lchamlari.

Chervyak g'ildiragining tishlari qirqilmasligi uchun tishlar soni $z_2 \geq 28$ olinadi.

Chervyakning g'ildirak qamragan burchagi $2\delta = 100^\circ$.

$z_1 = 1, 2$ (4) da

$b_2 \leq 0,75d_{a1}(0,67d_{a1})$ – chervyak g'ildiragining eni,

$d_{aM2} = d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2}$ – chervyak g'ildiragining eng katta diametri; (4.3)

$a_w = 0,5m(q + z_2)$ – uzatma o'qlararo masofasi.

4.2. Chervyakli uzatmaning kinematik parametrlari

Uzatish nisbati. Chervyakli uzatmalarda tishli uzatmalardan farqli ravishda, aylana tezlik v_1 va v_2 bir-biriga teng bo'lmaydi (4.7-shakl). Ular bir-biriga 90° burchak ostida yo'nalib, qiymatlari farq qiladi. Shu sababli chervyakli uzatmalar quyidagi o'ziga xosliklarga ega: uzatish nisbati d_2/d_1 munosabat bilan ifodalanmaydi, nisbiy harakatda boshlang'ich silindrlar g'ildiramaydi, sirpanadi. Chervyakning bir aylanishida g'ildirak, chervyak kirimlar soniga teng bo'lgan g'ildirak tishlarining qamrab olinadigan burchagiga buriladi. Chervyakning to'liq aylanishi uchun chervyakning z_2/z_1 aylanishlari kerak bo'ladi, ya'ni

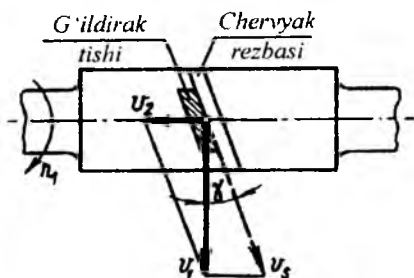
$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}.$$

Bu yerda chervyak kirimlarining soni tishli uzatmadagi shesterna tishlarining soni funksiyasini o'taydi. z_1 , kichik bo'lgani sababli (ko'pincha birga teng bo'ladi, shesternada bunday bo'lmaydi) chervyakli juftida katta uzatish nisbati hosil qilish mumkin. Bu chervyakli uzatmalarning afzalliklaridan birini belgilaydi.

Kuch uzatadigan chervyakli uzatmalarda $i = 10-60$ (80) eng ko'p tarqalgan. Pribor va bo'luvchi mexanizmlar kinematik zanjirlarida $i = 300$ gacha va undan katta bo'lgan mexanizmlar ishlatiladi.

Ko'p hollarda chervyak yetaklovchi bo'ladi.

Chervyakli ilashmadagi sirpanish. Harakat vaqtida xuddi vintli juftga o'xshash chervyak kirimlari g'ildirak tishlari bo'yicha sirpanadi. Sirpanish tezligi v_s chervyak vint chizig'iga urinma bo'ylab yo'nalgan (4.7-shakl). Nisbiy tezlik chervyak va chervyak g'ildiragining absolut tezliklarining vektor ayirmasiga teng bo'ladi, ya'ni



4.7- shakl. Chervyakli uzatmadagi sirpanish.

$$\bar{v}_s = \bar{v}_1 - \bar{v}_2 \quad \text{yoki}$$

$$\bar{v}_s + \bar{v}_2 = \bar{v}_1, \quad \text{davom etsak unda}$$

$$v_s = \sqrt{v_1^2 + v_2^2} = \frac{v_1}{\cos \gamma};$$

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60}, \quad v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60}, \quad (4.4)$$

$$\frac{v_2}{v_1} = \operatorname{tg} \gamma.$$

Bu yerda, γ – chervyak vint chizig'ining ko'tarilish burchagi. Amalda $\gamma < 30^\circ$ bo'lgani uchun chervyakli uzatmada v_2 v_1 dan ancha kichik, v_s v_1 dan katta bo'ladi.

Chervyakli uzatmalardagi katta sirpanish past foydali ish koef-fitsiyenti, tez yeyilish va yulinishga moyilligini belgilaydi va chervyakli uzatmaning asosiy kamchiliklaridan biri hisoblanadi.

4.3. Chervyakli uzatmaning foydali ish koefitsiyenti

Chervyakli uzatmaning foydali ish koefitsiyentining tishli uzatma-dan farqi ilashmadagi yo'qotishni hisobga olishda bo'ladi. Chervyak yetaklovchi bo'lganda vintli juftga o'xshash foydali ish koefitsiyentini quyidagi ifodadan hisoblash mumkin:

$$\eta_{\text{cher}} = \frac{\text{tg} \gamma}{\text{tg}(\gamma + \varphi)}. \quad (4.5)$$

Demak, chervyakli uzatmaning foydali ish koeffitsiyentini oshirish vint chizig'i ko'tarilish burchagini oshirish (kirimlar sonini ko'paytirish) yoki ishqalanish burchagi φ (ya'ni ishqalanish koeffitsiyenti f)ni kamaytirish hisobiga amalga oshiriladi.

Agar chervyak g'ildiragi yetaklovchi bo'lsa, kuch yo'nalishi o'zgariishi hisobiga quyidagicha bo'ladi:

$$\eta_{\text{cher}} = \frac{\text{tg}(\gamma - \varphi)}{\text{tg} \gamma}; \quad (4.6)$$

$\gamma \leq \varphi$ da $\eta_{\text{cher}} = 0$, ya'ni harakatni teskariga (g'ildirakdan chervyakka) uzatish mumkin emas. O'zi tormozlanadigan chervyakli juft hosil bo'ladi. Chervyakli uzatmalarning o'zi tormozlanadigan xususiyatidan yuk ko'tarish va boshqa mexanizmlarda foydalaniladi. O'zi tormozlanadigan uzatmalarning foydali ish koeffitsiyentlari kam bo'lib, har doim 0,5 dan kichik bo'ladi. O'zi tormozlanishning ishonchli bo'lishi uchun $\gamma < 0,5\varphi$ olish tavsiya etiladi.

Tajribalarda kuzatilishicha, moylash qoniqarli bo'lganda ishqalanish koeffitsiyentining qiymati sirpanish tezligiga bog'liq bo'ladi.

v_s ning ortishi bilan f kamayadi. Buning sababi v_s ning ortishida asta-sekin chala moy sharoitidagi ishqalanishdan moy sharoitidagi ishqalanishga o'tiladi.

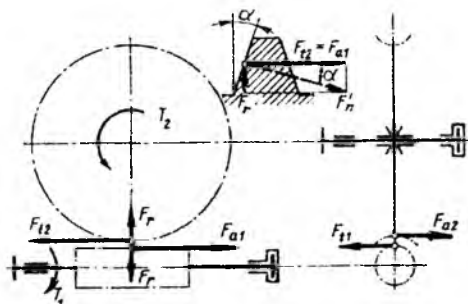
Dastlabki hisoblarda—chervyakli uzatmani loyihalashda v_s ning qiymatlari hali ma'lum bo'lmagani uchun foydali ish koeffitsiyentini o'rtacha qiymatlar bo'yicha belgilash mumkin:

z_1	1	2	4
η	0,7–0,75	0,75–0,82	0,87–0,92

Uzatmani loyihalash o'lchamlari aniqlanib bo'lingach, tanlangan foydali ish koeffitsiyentining qiymati hisoblab tekshiriladi.

4.4. Chervyakli uzatmada hosil bo'ladigan kuchlar

Ishlayotgan uzatmaning chervyak va g'ildiragida aylana, radial va o'q bo'ylab yo'nalgan kuchlar paydo bo'ladi. Chervyakdagi aylana kuch miqdor jihatidan g'ildirakdagi o'q bo'ylab yo'nalgan kuchga teng bo'lib, 4.8-shakl bo'yicha quyidagi ifodadan aniqlanadi:



4.8-shakl. Chervyakli uzatmadagi kuchlar.

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1}. \quad (4.7)$$

G'ildirakdagi aylana kuch esa chervyakdagi o'q bo'ylab yo'nalgan kuchga teng:

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2}. \quad (4.8)$$

Uzatmadagi radial kuch quyidagicha aniqlanadi:

$$F_r = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha. \quad (4.9)$$

Normal kuchning ifodasi

$$F_n = \frac{F_{t2}}{\cos \alpha \cos \gamma}. \quad (4.10)$$

Chervyak va chervyak g'ildiragidagi burovchi momentlar o'zaro quyidagicha bog'langan:

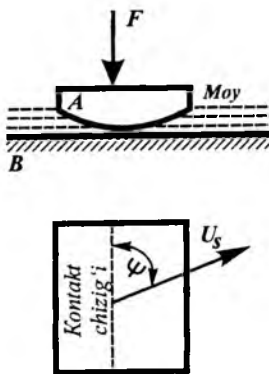
$$T_2 = T_1 i \eta. \quad (4.11)$$

4.5. Chervyakli uzatmalarning ishchanlik layoqati va hisoblashning asosiy mezonlari

Chervyakli uzatmalarni xuddi tishli uzatmalar kabi kontakt va eguvchi kuchlanishlar bo'yicha hisoblanadi. Tishli uzatmalardan farqli ravishda, chervyakli uzatmalarda uvalanish emas, yeyilish va yulinish ko'proq namoyon bo'ladi. G'ildirak yumshoq materialdan bo'lgani uchun (qalayli bronza) yulinish bronzani chervyakka asta-sekin «surtilishida» namoyon bo'ladi. Bunday holatda uzatma uzoq muddat ishlashi mumkin. Qattiq materiallarda (aluminium – temirli bronzalarda, cho'yan va sh.k.) yulinish sirtning qirilishiga va keyingi g'ildirak tishining tez yemirilishiga o'tadi.

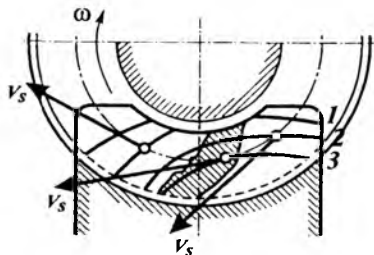
Chervyakli uzatmadagi yuqori yeyilish va yulinish katta sirpanish tezligi hamda sirpanishning kontakt chizig'iga nisbatan noqulay yo'nalishi bilan bog'liq bo'ladi.

Moylash nazariyasidan ma'lumki, moyli ishqalanish hosil bo'lishi uchun eng qulay sharoit sirpanish tezligining kontakt chizig'iga perpendikular yo'nalishi hisoblanadi (4.9-shakl). Bu holda moy A jism ostiga tortiladi. A va B ishqalanuvchi jismlar orasida uzluksiz moyli qatlam hosil bo'lib, metallarning quruq ishqalanishi moyli ishqalanishga almashadi. Sirpanish tezligi kontakt chizig'i bo'ylab yo'nalganda ($\psi = 0$) kontakt zonada moyli qatlam hosil bo'lmaydi, bunda quruq va chala quruq ishqalanish bo'ladi. ψ burchagi qancha kichik bo'lsa, moyli ishqalanish hosil bo'lish imkoni shuncha kam bo'ladi.



4.9-shakl. Moyli ishqalanish hosil bo'lish sharoiti.

Chervyakli ilashmada kontakt chiziqlarining (1,2,3...) ilashmada ketma-ket joylashish sxemasi 4.10-shaklda ko'rsatilgan. Bunda sirpanish tezliklarining yo'nalishi aylana tezlik yo'nalishlariga yaqin bo'ladi. Shtrixlangan zonada V_s ning yo'nalishi deyarli kontakt chiziqlariga mos keladi, bunda moylash sharoiti qiyinlashadi. Shuning uchun bu zonada katta yuklanishda yulinish boshlanib, tishning butun ishchi yuzasiga asta-sekin tarqaladi.



4.10-shakl. Chervyakli uzatmada kontakt chizig'i va sirpanish tezliklarining joylashishi.

Yulinishning oldini olish uchun kontakt kuchlanishning qiymati chegaralanadi va maxsus antifriktsion materiallar qo'llanadi: chervyak po'latdan, g'ildirak bronza yoki cho'yandan tayyorlanadi. Chervyakli uzatmalarda yulinishni kamaytirish tishlarning abraziv yeyilishini yo'qotmaydi, yeyilish jadalligi ham kontakt kuchlanishga bog'liq bo'ladi. Shuning uchun chervyakli uzatmalar uchun kontakt kuchlanish bo'yicha hisoblash asosiy hisoblanadi. Bunda eguvchi kuchlanishni hisoblash yordamchi hisoblanadi. Faqat ko'p tishli ($z_2 > 100$) kichik modulli g'ildiraklar uchun hamda dastaki yuritmalarda (qo'l kuchi bilan harakatlanadigan chervyakli uzatmalarda) eguvchi kuchlanish bo'yicha hisoblash asosiy bo'lishi mumkin.

4.6. Chervyakli uzatmani kontakt kuchlanish bo'yicha mustahkamlikka hisoblash

Tishli uzatmalarda kontakt kuchlanishga hisoblashda asosiy formula sifatida foydalanilgan ifoda

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{q_{ch} E_{kel}}{\rho_{kel}}}, \quad (4.12)$$

chervyakli uzatmalar uchun ham o'z kuchini saqlaydi. Arximed chervyagi uchun o'q bo'ylab o'tgan tekislikda hosil bo'lgan o'ram kesimi profili to'g'ri bo'lgani uchun uning egrilik radiusi cheksizga teng, $\rho_1 = \infty$. Shuning uchun keltirilgan egrilik radiusi ρ_{kel} ni aniqlashda chervyak o'ramining egrilik radiusi e'tiborga olinmaydi, chervyak g'ildiragini esa odatdagi qiya tishli silindrik g'ildirakka qiyoslash mumkin. Shuning uchun

$$\frac{1}{\rho_{kel}} = \frac{2 \cos^2 \gamma}{d_2 \sin \alpha} \text{ bo'ladi.}$$

Qiya tishli uzatmalardagi singari, chervyakli uzatmalarda ham solishtirma kuch quyidagicha ifodalanadi:

$$q_{ch} = \frac{F_n K_H}{l_z} = \frac{F_{t2} K_H}{l_z \cos \alpha \cos \gamma} = \frac{2 T_2 K_H}{d_2 d_1 \delta \varepsilon_\alpha \xi \cos \alpha},$$

bu yerda, $l_z = d_1 \delta \varepsilon_\alpha \xi / \cos \gamma$ – kontakt chizig'ining umumiy uzunligi; $\varepsilon_2 = 1,8-2,2$, chervyak g'ildiragi o'rta kesimidagi yon tomon qoplanish ko'effitsiyenti. Bunda tutashish qamrash yoyining to'laligicha bo'lmay, kontakt chiziqlarni kamayishini hisobga oluvchi ko'effitsiyent $\xi = 0,75$ bo'ladi. Hamma son qiymatlarini (4.12) formulaga qo'ysak

$$\sigma_H = 1,18 \sqrt{\frac{E_{kel} T_2 K_H \cos^2 \gamma}{d_2^2 d_1 \delta \varepsilon_\alpha \xi \sin 2\alpha}} \leq [\sigma_H]. \quad (4.13)$$

$\alpha = 20^\circ$ va $x = 0$ da taxminan

$$\varepsilon_\alpha = (\sqrt{0,03 z_2^2 + z_2 + 1} - 0,17 z_2 + 2,9) / 2,95.$$

Loyihalovchi hisoblash uchun (4.13) tenglama d_2 ga nisbatan yechiladi. Bunda $d_1 = qm = q \frac{d_2}{z_2}$ – deb olib, $\alpha = 20^\circ$, $K_H \approx 1,1$; $\gamma = 10^\circ$, $2\delta = 100^\circ = 1,75 \text{ rad}$; $\varepsilon_\alpha = 1,9$, $\xi = 0,75$ qiymatlar qabul qilinadi.

Bunda

$$d_2 = 1,25 \sqrt[3]{\frac{E_{kel} T_2}{[\sigma_H]^2 \left(\frac{q}{z_2}\right)}} \quad (4.14)$$

$a_w = 0,5 d_2 \left(\frac{q}{z_2} + 1\right)$ ekanligidan o'qlararo masofaga nisbatan yechim (loyihalovchi hisob uchun):

$$a_w = 0,625 \left(\frac{q}{z_2} + 1\right) \sqrt[3]{\frac{E_{kel} T_2}{[\sigma_H]^2 \left(\frac{q}{z_2}\right)}} \quad (4.15)$$

(4.13)....(4.15) formulalarda

$E_{kel} = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}$ bu yerda E_1 va E_2 chervyak va chervyak g'ildiragi materiallari elastiklik moduli: $E_1 = 2,1 \cdot 10^5$ MPa – po'lat; $E_2 = 0,9 \cdot 10^5$ MPa bronza va cho'yan uchun qabul qilinadi.

Loyihalovchi hisobda $\frac{q}{z_2}$ – qiymati tanlab olinadi. Bunda quyidagilar e'tiborga olinadi. Yuklanishning notekis taqsimlanishi chervyakning salqiligi (egilishi)ga bog'liq bo'ladi. O'z navbatida, salqilik chervyak diametri va tayanchlar orasidagi masofaga bog'liq bo'ladi. Chervyak diametri q ga proporsional, tayanchlar orasidagi masofa esa g'ildirak diametri yoki z_2 ga proporsional bo'ladi. Shu sababli z_2 ning katta qiymatlarida q ning katta qiymatlarini olish tavsiya etiladi.

Ammo q ning oshishi bilan γ va f.i.k. kamayadi hamda uzatma gabitrit o'lchamlari ortadi. Kuch uzatadigan uzatmalarda $\frac{q}{z_2} = 0,22 - 0,4$ olish tavsiya etiladi.

4.7. Chervyakli uzatmani eguvchi kuchlanish bo'yicha mustahkamlikka hisoblash

Eguvchi kuchlanishdagi mustahkamlikka faqat chervyak g'ildiragining tishlari hisoblanadi, chunki chervyak o'ramlari shakli va materiali bo'yicha g'ildirak tishlaridan ancha baquvvat bo'ladi. Eguvchi kuchlanishning aniq hisobi tish kesimining g'ildirak eni bo'yicha o'zgaruvchan shaklda bo'lishi va tishning asosi to'g'ri chiziq emas, aylana yoyi

bo'lgani bilan murakkablashadi. Taqribiy hisoblarda chervyak g'ildiragi qiya tishli g'ildirak deb hisoblanadi. Bunda quyidagi o'zgartirishlar va tuzatishlar hisobga olinadi.

1. O'z shakli bo'yicha chervyak g'ildiragining tishi qiya tishli g'ildirak tishidan mustahkam bo'ladi. Bu holat tishning yoysimon shakli va hamma kesimlarda chervyak g'ildiragining tishi kesuvchi asbobning musbat siljishi bilan kesilganiga qiyos bo'lishi bilan asoslangan. Chervyakli g'ildirak tishi shaklining xususiyatlari tish shaklining ko'effitsiyenti Y_F bilan hisobga olinadi.

2. Chervyakli juft yaxshi ishlashib ketadi. Shu sababli $K_{F\alpha} = 1$ va $Y_\beta = 1$ deb olinadi va shularga asosan

$$Z_{F\beta} = \frac{1}{\varepsilon_\alpha \xi} = \frac{1}{0,9 \cdot 0,75} = 0,7.$$

Shularni e'tiborga olsak, eguvchi kuchlanishni hisoblash formulasi

$$\sigma_F = 0,7 Y_F \frac{F_{t2} K_F}{b_2 m_n} \leq [\sigma_F] \quad (4.16)$$

Bu yerda, K_F – yuklanishning hisobiy ko'effitsiyenti;
 $m_n = m \cos \gamma$; Y_F – ko'effitsiyent qiymati ekvivalent g'ildirak tishlarining soniga qarab olinadi

$$z_v = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma}.$$

Hisobiy yuklanish. Chervyakli uzatmalar uchun taxminan $K_H = K_F = K_v K_\beta$ deb olinadi, bu yerda: K_v – yuklanishning dinamik ko'effitsiyenti; K_β – yuklanishning konsentratsiya ko'effitsiyenti.

Chervyakli uzatmalar ravon va shovqinsiz ishlagani uchun ularda dinamik kuchlanishlar kichik bo'ladi. Yetarli aniqlik bilan tayyorlangan uzatmalarda $v \leq 3$ m/s da $K_v \approx 1$; $v \geq 3$ m/s da $K_v = 1-1,3$ olinadi.

Chervyakli juft materiallarning yaxshi ishlashib ketishi sababli kontakt chiziqlari bo'yicha yuklanishning notekis tarqalishi kamayadi. Tashqi yuklanish o'zgaras bo'lganda $K_\beta \approx 1$, o'zgaruvchan bo'lganda $K_\beta = 1,05-1,2$ olinadi.

4.8. Chervyakli uzatma materiallari

Sirpanish tezligining kattaligi va moylash sharoitining noqulayligi sababli, chervyak juftining materiali antifriksion xususiyatli, ishqalanishga chidamli va yulinishga moyilligi pastligi bilan ajralib turishi kerak.

Chervyaklar legirlangan va uglerodli po'latlardan tayyorlanadi. Chervyak o'ramlari sirtiga yuqori qattqlikkacha – termik ishlov berish (toblash, sementatsiya qilish), so'ngra silliqlash ishqalanish juftlarning katta yuklanish qobiliyatiga ega bo'lishini ta'minlaydi.

Chervyak g'ildiraklari ko'pincha bronza, ayrim hollarda latun yoki cho'yandan tayyorlanadi. Chervyak g'ildiragi uchun БрОФ101 , БрОНФ turidagi qalayli bronzalar eng yaxshi material hisoblanadi, ammo ular qimmat va kamyob bo'ladi. Ularni qo'llash nisbatan katta tezlikli qiymatlar bilan chegaralanadi. ($v_s=5-25$ m/s). Qalaysiz bronzalar, masalan, aluminiy-temirli БрАЖ 9-4 tipidagi va boshqalar yuqori mexanik xossalarga ega, lekin qirilishga past qarshilik xususiyatlariga ega. Ular qattiq ($H_{ch}>45\text{HRC}$), jilvirlangan va silliqlangan chervyaklar bilan birga qo'llanib, bu juftlarda tezlik $v_s \leq 5$ m/s bo'ladi. Kulrang yoki modifikatsiyalangan cho'yan $v_s \leq 2$ m/s bo'lganda, asosan, dastaki yurit-mali uzatmalarda qo'llanadi.

Ruxsat etilgan kontakt kuchlanishlar silliqlangan va jilvirlangan qattqligi >45 HRC bo'lgan chervyaklar bilan juftda ishlaydigan qalayli bronzalar uchun $[\sigma_H] \approx (0,85-0,9)\sigma_v$, yuqoridagi chervyakka talablar bajarilmasa – $[\sigma_H] \approx C_v 0,75\sigma_v$. БрАЖ9-4 uchun silliqlangan va jilvirlan-gan qattqligi >45 HRC bo'lgan chervyaklarda $[\sigma_H] \approx (300-25)v_s$ (MPa) bo'ladi, bunda: C_v sirpanish tezligini hisobga oluvchi koeffitsiyent.

Loyihalovchi hisoblarda sirpanish tezligi taqribiy qiymat bo'yicha baholanadi:

$$v_s = 4,5 \cdot 10^{-4} n_1 \sqrt{T_2}.$$

Keltirilgan ifodalar o'zgarmasa, yaqin yuklanishli uzoq muddat xiz-mat qilishga tegishli bo'ladi.

Ruxsat etilgan eguvchi kuchlanishlar bronzaning hamma markalari uchun bir xil bo'ladi,

$$[\sigma_F] = 0,25\sigma_{oq} + 0,08\sigma_v.$$

Chervyakli uzatmalarni asosiy hisobda e'tiborga olinmaydigan qisqa onli yuklanishlar ortishidagi tekshirishda quyidagi ruxsat etilgan kuchlanishlarning chegaraviy qiymatlari qabul qilinadi, qalayli bronzalar uchun $[\sigma_H]_{max}=4,0\sigma_{oq}$; БрАЖ9-4 uchun $[\sigma_H]_{max}=2,0\sigma_{oq}$; hamma markadagi bronzalar uchun $[\sigma_H]_{max}=0,8\sigma_{oq}$.

4.9. Chervyakli uzatmaning qizishini tekshirish, uzatmani sovutish va moylash

Uzatmada yo'qotilgan mexanik energiya issiqlikka aylanadi va uzatmani qizdiradi. Agar olib ketilayotgan issiqlik yetarli bo'lmasa, uzatma qizib ketadi va oqibatda ishdan chiqadi. Uzatmada 1 sekundda chiqayotgan issiqlik yoki issiqlik quvvati,

$$\Phi_I = P_I(1 - \eta), \quad (4.17)$$

bu yerda, P_I – yetaklovchi valdagi quvvat, η – uzatmaninig f.i.k.

Issiqlik atrof-muhitga reduktor korpusi devorlari orqali uzatiladi, ya'ni tabiiy sovutish hosil bo'ladi. 1 sekundda uzatilayotgan issiqlik miqdori yoki issiqlik uzatish quvvati,

$$\Phi = K(t_I - t_0)A, \quad (4.18)$$

bu yerda, A – sovutish sirti yuzasi, m^2 ; t_I – reduktorning ichki harorati yoki moy harorati, $^{\circ}C$ da; t_0 – atrof-muhit (havo) harorati, $^{\circ}C$ da; K – issiqlik uzatish koeffitsiyenti, $W/(m^2 \cdot ^{\circ}C)$.

Sovutish sirti yuzasi A deb reduktor korpusi tashqi yuzasining shunday qismi tushuniladiki, ular ichkaridan moy sachrashdagi tomchilar bilan yuviladi, tashqaridan erkin sirkulatsiya qiladigan havo bilan sovutilib turadi. Oxirgi shart bo'yicha, odatda korpus osti yuzasi e'tiborga olinmaydi. Agar korpus sovutish qovurg'alari bilan tayyorlansa, ularning sirti yuzalarini faqat 50% i hisobga olinadi.

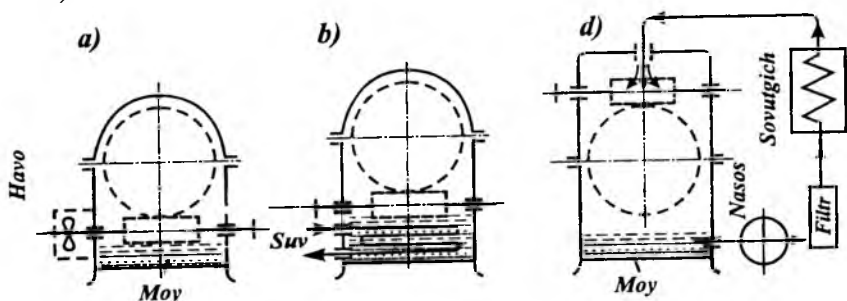
t_I ning ruxsat etilgan qiymati moyning navi, uning harorat ko'tarilganidagi moylash xususiyatlarini saqlab qolish xususiyatlari bilan bog'liq. Odatdagi reduktor moylariga $t_I=60\div70^{\circ}C$ ruxsat etiladi, eng katta harorat $85\div90^{\circ}C$. Aviatsion moylarga $t_I=100\text{--}120^{\circ}C$ gacha ruxsat etiladi.

t_0 ning qiymati loyihalash vazifasida ko'rsatiladi (odatda, $t_0 \approx 20-40^\circ\text{C}$).

Yopiq kichik xonalarda ventilatsiya (shamollatish) bo'lmasa, $K=8-10$, intensiv shamollatiladigan xonalarda $K \approx 14-17 \text{ Vt}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$. Reduktor korpusi ifloslangan bo'lsa, K qiymati kamayadi.

Agar $\Phi \leq \Phi_1$ bo'lsa, u holda tabiiy shamollatish yetarli bo'ladi. Aks holda sun'iy shamollatishni qo'llash yoki uzatma quvvatini kamaytirish zarur bo'ladi.

Sun'iy shamollatish quyidagi usullarda amalga oshiriladi (4.11-shakl).



4.11-shakl. Chervyakli uzatmani sovutish turlari.

1. Sovutgich yordamida korpus havo bilan sovutiladi. Bunda $K=20-28 \text{ Vt}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ gacha oshadi. Sovutiladigan korpus qovurg'ali qilib tayyorlanadi.

2. Korpusda suvli bo'shliqlar yoki oqar suvli ilonizi quvurlar o'rnatiladi. Suvning quvurdagi tezligi $v = 1 \text{ m/s}$, bunda $K=90-200 \text{ Vt}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ gacha oshadi.

3. Maxsus sovutgichli sirkulatsiyali sistemalar qilinadi.

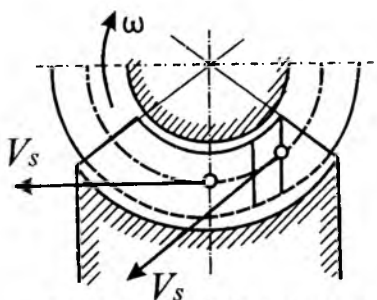
Birinci ikki holda hamda tabiiy sovutishda moylash ilashmadagi juftan biri g'ildirak yoki chervyakni moyli vannaga botirilishi oqibatida bo'ladi. Moyni sachratish va aralashtirishdagi katta yo'qotish hamda moy ko'pirmasligi uchun (bunda moylash qobiliyati pasayadi) g'ildiraklarning moyga botirilishi tezyurar g'ildiraklarda tish balandligi va chervyak kirimidan hamda sekinyurar g'ildiraklarda radiusining $\frac{1}{3}$ qis- midan oshmasligi kerak. Vannadagi moyning hajmi uzatilayotgan 1 kVt quvvatga $0,35-0,7$ litr bo'ladi.

Sirkulatsion moylashda moy nasos bilan ilashma va podshipniklarga yetkazib beriladi. Bunda moy filtr va sovutgich orqali haydaladi, moyning tinimsiz tozalanishi sirkulatsion moylashning afzallik tomoni bo'lib, moylashning bu usulini aylana tezlik $v > 12-15 \text{ m/s}$ da qo'llanadi.

Sun'iy sovutish ayrim hollarda chervyakli va hamma globoid uzatmalarda qo'llanadi. Tishli hamda ayrim chervyakli uzatmalarda quvvat kichik va f.i.k. katta (ko'p kirimli chervyaklarda) bo'lganida, odatda, tabiiy sovutishning o'zi yetarli bo'ladi. Moyning turi aylana tezlik va uzatmaning yuklanishiga qarab tanlanadi.

4.10. Globoid chervyakli uzatmalar

Globoid uzatmalarda chervyak kirmilari globoid sirtida kesiladi. Bunday uzatmalarning yuklanish qobiliyati odatdagi chervyakli uzatmalardan taxminan 1,5 marta katta bo'ladi. Globoid uzatmalarning yuklanish qobiliyatining ortishi ilashmada bir vaqtda ilashadigan ko'proq tishlar soni va kontakt chiziqlarning qulay joylashishi bilan bog'liq bo'ladi (4.12-shakl).



4.12-shakl. Globoid uzatma.

Globoid ilashmada kontakt kuchlanish sirpanish tezligi yo'nalishiga deyarli perpendikular joylashgan bo'ladi, bu esa ishqalanadigan sirtlarda uzluksiz moy qatlami hosil bo'lishiga sabab bo'ladi. Moylashning qulay sharoitlari yulinishini yo'qotish va kontakt kuchlanishning qiymatini oshirishga imkon beradi. Globoid chervyakli uzatmani tayyorlash silindrsimon chervyakka nisbatan ancha qiyin bo'ladi. Uzatmani yig'ishda nafaqat g'ildirakni, balki chervyakni ham aniq o'q bo'yicha o'rnatish zarur.

Nazorat savollari:

1. Chervyakli uzatmaning qanday afzallik va kamchiliklarini bilasiz?
2. Chervyakning qanday turlarini bilasiz va ular qanday hollarda qo'llaniladi?
3. Chervyak va chervyak g'ildiragi geometrik parametrlarini aniqlovchi munosabatlarni keltiring. Ulardan qaysilari standart bo'yicha qabul qilinadi?
4. Chervyakli uzatmaning uzatish nisbatini aniqlovchi munosabatda tishli uzatmaning uzatish nisbatidan farqli jihati nimada?
5. Chervyakli uzatmadagi tezliklar o'zaro qanday munosabatda bo'ladi? Ular orqali uzatmaning ishlash qobiliyatini tushuntirish mumkinmi?
6. Chervyakli uzatmada hosil bo'ladigan kuchlar orasidagi ifodalar tishli uzatmada hosil bo'ladigan ifodalardan qanday farq qiladi? Bu farqning asosiy sababini qanday izohlaysiz?
7. Chervyakli uzatmaning ishchanlik layoqatini tishli uzatma ishchanlik layoqatiga o'xshash va tafovut tomonlari qaysi?
8. Moylash nazariyasidan moyli ishqalanish sharoiti hosil bo'lish shartlari chervyakli uzatmalarda qanday namoyon bo'ladi?
9. Chervyakli uzatmada kontakt kuchlanishni hisoblashning qanday o'ziga xosliklari bor?
10. Chervyakli uzatma chervyak g'ildiragini eguvchi kuchlanish bo'yicha mustahkamlikka hisoblashning qanday o'ziga xosliklari bor?
11. Chervyakli uzatma detallariga qanday materiallar tavsiya etiladi?
12. Chervyakli uzatmaning sirpanish tezligining qanday qiymatlarida qanaqa materiallar tavsiya etiladi?
13. Chervyakli uzatmaning qizishini tekshirishga asosiy sabab nima?
14. Chervyakli uzatmada sun'iy sovutishning qanday usullarini bilasiz?
15. Globoid uzatmalarning silindrik chervyakli uzatmalarda afzalligining asosiy sabablarini izohlab bering?

V. FRIKSION UZATMALAR VA VARIATORLAR

Ish tarzi bo'yicha mexanik uzatmalar ikkita guruhga bo'linishini avval ko'rib chiqqan edik. Birinchi guruhga tegishli ishqalanish kuchi hisobiga harakatni uzatadigan friksion uzatma o'zining yuklanish qobiliyati va ishonchliligi bo'yicha tishli uzatmalardan ancha zaif hisoblanadi. Lekin ularning boshqa xususiyati yetaklanuvchi valning burchak tezligini pog'onasiz o'zgartirish imkoni ularning kinematik afzalligini belgilaydi va zarur hollarda qo'llanishi uchun sabab bo'ladi.

5.1. Umumiy ma'lumotlar

Harakatni uzatish tarzi va turlanishi. Friksion uzatmalarda harakatni uzatish tarzi ikkita aylanuvchi g'ildiraklarni bir-biriga F_n kuch bilan siqilishdan hosil bo'ladigan ishqalanish kuchi hisobiga bo'ladi. Yetaklanuvchi g'ildirak katok – deb ataladi. G'ildirak aylanishi uchun

$$F_t \leq F \quad (5.1)$$

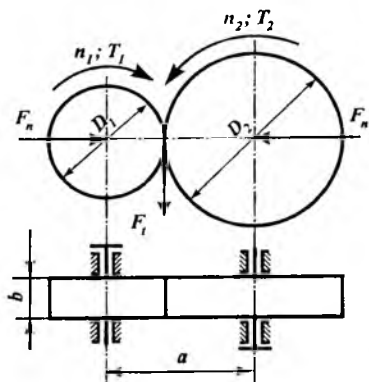
bo'lishi lozim. Bunda F_t – aylana kuch; F – g'ildirak (katok)lar orasidagi ishqalanish kuchi. 5.1-shakldagi silindrik friksion uzatma uchun

$$F = F_n f, \quad (5.2)$$

bu yerda, f – ishqalanish koeffitsiyenti.

5.1-shakldagi konstruksiya g'ildiraklarning sirpanishi va tez yeyilishiga olib keladi.

Hamma friksion uzatmalarni ikki asosiy guruhga bo'lish mumkin: **boshqarilmaydigan**, ya'ni o'zgarmas uzatish nisbatili uzatmalar; **boshqariladigan**, ya'ni uzatish nisbati ravon va uzluksiz o'zgaradigan uzatmalar. Ikkinchi guruhga kiruvchi uzatmalar **variatorlar** deb ataladi.

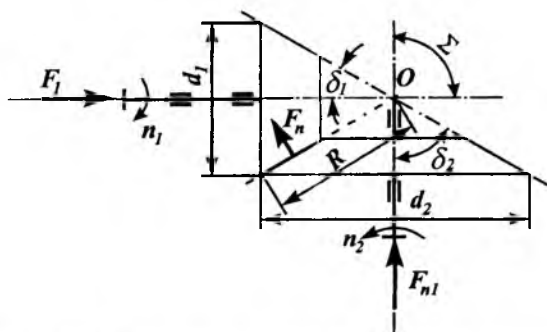


5.1-shakl. Silindrik friksion uzatma.

Har bir guruhga konstruksiyasi va vazifasi turlicha bo'lgan ko'p sonli uzatmalar kiradi. Masalan, parallel va kesishuvchi o'qli vallarga harakat uzatadigan; g'ildiraklari silindrsimon, konussimon, sharsimon yoki torsimon ishchi sirtli; g'ildiraklarni doimiy yoki avtomatik siqadigan oraliq (parazit) friksion elementli yoki oraliq zvenosiz va sh.k. uzatmalar bo'ladi.

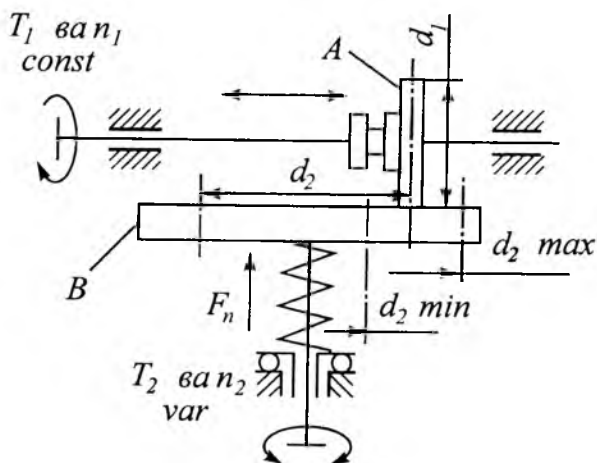
5.1-shaklda eng oddiy boshqarilmaydigan friksion uzatma ko'rsatilgan. U parallel vallarga o'rnatilgan silliq silindrsimon sirtli ikki g'ildirakdan iborat bo'ladi.

5.2-shaklda o'qlari kesishuvchi vallarda joylashgan konussimon g'ildirakli friksion uzatma ko'rsatilgan.



5.2-shakl. Konussimon g'ildirakli friksion uzatma.

5.3-shaklda oddiy ro‘para variator ko‘rsatilgan. Variatorda A rolik valda ko‘rsatilgan yo‘nalishlarda surilishi mumkin. Bunda uzatish nisbati yetaklanuvchi disk B ning ishchi diametri d_2 ga mos ravishda ravon o‘zgaradi. Agar rolikni diskning chap tomoniga o‘tqazilsa, unda yetaklanuvchi valning aylanish yo‘nalishini o‘zgartirish mumkin. Variator harakat yo‘nalishini o‘zgartirish – revers qilish xususiyatiga ega.



5.3-shakl. Ro‘para variator.

Qo‘llanishi. Friksion uzatmalarning afzalliklari: tuzilishi oddiy, harakat bir tekis va shovqinsiz uzatiladi; ishlash jarayonida uzatish sonini ma‘lum chegarada o‘zgartirish mumkin. Lekin ularning bir qator kamchiliklari ham mavjud: ish bajaruvchi detallari tez va notekis yeyiladi; val va tayanchlarga tushadigan kuchning qiymati katta; sirpanish hodisasi mavjudligidan uzatish nisbati o‘zgarmas qiymatga ega bo‘la olmaydi; foydali ish koeffitsiyenti kichik ($\eta=0,80-0,92$), g‘ildiraklarni bir-biriga ma‘lum kuch bilan siqib turish uchun maxsus moslama kerak bo‘ladi.

Doimiy uzatish nisbatli friksion uzatmalar kam qo‘llanadi. Ular asosan ravon, shovqinsiz ishlaydigan, aylanishlar davrida zarbsiz ilashadigan priborlarning kinematik zanjirlarida qo‘llaniladi. Kuch uzatuvchi uzatmalarda ular tishli uzatmalar bilan taqqoslanganda katta o‘lchamli, ishonchliligi va foydali ish koeffitsiyenti kam bo‘ladi.

Harakat tezligini pog'onasiz boshqarish zarur bo'lgan kinematik va kuch uzatuvchi zanjirlarda ham friksion variatorlardan foydalaniladi. Tishli uzatma bunday boshqarishga imkon bermaydi. Amaliyotda friksion uzatmalar quvvatning kichik va o'rta qiymatlarida 10, ba'zan 20 kVt gacha bo'lgan oraliqda qo'llanadi. Bu oraliqda ular gidravlik va elektr variatorlar bilan raqobatlashishi mumkin.

Friksion uzatmalar stanoksozlik, payvand, quyuv, to'qimachilik, kimyo va qog'oz sanoati mashinalarida qo'llaniladi. Lekin friksion uzatmalarni aniq kinematik uzatmalarda qo'llash tavsiya etilmaydi.

G'ildiraklarni siqish turlari. Amalda g'ildiraklarni bir-biriga siqishning ikki turi qo'llaniladi: **doimiy kuch** bilan, **o'zgaruvchan kuch** bilan. Doimiy kuch uzatmadagi yuklanishning eng katta qiymati bo'yicha aniqlanadi, o'zgaruvchan kuch esa yuklanish o'zgarishi bilan avtomatik ravishda o'zgaradi. Doimiy kuch bilan siqish maxsus prujinalar va sh.k. konstruktiv yechimlar orqali amalga oshiriladi. Boshqariladigan siqishlarda maxsus moslama yordamida $\frac{F_t}{F_n}$ nisbatning o'zgarmas qiymati ta'minlanadi.

G'ildiraklarni bir-biriga siqish usuli uzatmaning sifat ko'rsatkichlariga: foydali ish koeffitsiyenti, uzatish nisbatining o'zgarmasligi, kontakt mustahkamligi va g'ildirak yeyilishiga katta ta'sir etadi.

Bunda eng yaxshi konstruktiv yechim o'zi boshqariladigan siqishda amalga oshiriladi.

5.2. Friksion uzatmalar va variatorlarning asosiy turlari

Silliqli silindrsimon g'ildirakli friksion uzatmada (5.1-shakl).

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)} \approx \frac{d_2}{d_1}; \quad (5.3)$$

$$F_n = \frac{KF_t}{f}. \quad (5.4)$$

Bu yerda, $\varepsilon = 0,01 \dots 0,03$ sirpanish koeffitsiyenti; K – ilashish zaxirasi; kuch uzatadigan uzatmalarda $K \approx 1,25-1,5$; priborlarning uzatmalarida $K \approx 3$.

Ishqalanish koeffitsiyentining qiymati g'ildirak materiallariga bog'liq bo'ladi. Moylanadigan po'lat g'ildiraklar uchun $f \approx 0,04-0,05$; moysiz sharoitda ishlaydigan ikkita po'lat g'ildirak yoki po'lat va cho'yan g'ildiraklar uchun $f \approx 0,15-0,20$; po'lat va tekstolit (yoki fibra) g'ildiraklar moysiz ishlanganda $f \approx 0,2-0,3$.

5.4 formulani tahlil qilsak, tavsiyaviy qiymatlarda $F_n = 15F$, ekanligi kelib chiqadi.

O'qlari kesishadigan vallarda konussimon g'ildirakli friksion uzatmadan (5.2-shakl) foydalaniladi. Val o'qlari orasidagi burchak Σ turlicha qiymatga ega bo'lishi mumkin, ko'pincha $\Sigma=90^\circ$ bo'ladi. Sirpanishni hisobga olmasa,

$$i \approx \frac{d_2}{d_1}.$$

$d_2 = 2R \sin \delta_2$, $d_1 = 2R \sin \delta_1$ ekanligini e'tiborga olsak,

$$\left. \begin{aligned} i &= \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1}, \\ \Sigma &= \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ \text{ da} \\ i &= \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1. \end{aligned} \right\} \quad (5.5)$$

Siquvchi kuchning qiymati

$$KF_i = fF_n = fF_1 / \sin \delta_1, \quad KF_i = fF_2 / \sin \delta_2. \quad (5.6)$$

(5.6) formulada (5.5) ni hisobga olsak, uzatish nisbati oshishi bilan F_1 kamayib, F_2 oshadi. Shu sababli pasaytiruvchi friksion uzatmalarda siquvchi moslamani yetaklovchi valga o'rnatish maqsadga muvofiq bo'ladi.

Ro'para variator (5.3-shakl). Uzatish nisbatining maksimal va minimal qiymatlari

$$i_{\max} = \frac{n_1}{n_{2\max}} \approx \frac{d_{2\max}}{d_1}, \quad i_{\min} = \frac{n_1}{n_{2\min}} \approx \frac{d_{2\min}}{d_1}. \quad (5.7)$$

Boshqarish diapazoni (oralig'i)

$$D = \frac{n_{2\max}}{n_{2\min}} = \frac{i_{\max}}{i_{\min}} = \frac{d_{2\max}}{d_{2\min}}. \quad (5.8)$$

Boshqarish diapazoni har qanday variatorning asosiy xarakteristika-sidan biri bo'ladi.

Nazariy jihatdan har qanday variator uchun ham $d_{2\min} \rightarrow 0$ da, $D \rightarrow \infty$ bo'lishi mumkin. Amalda esa boshqarish diapazonini $D \leq 3$ qiymat bilan chegaralanadi. Buning sababi d_2 ning kichik qiymatlarida sirpanish va yeyilish ko'payadi, foydali ish koeffitsiyenti esa pasayadi.

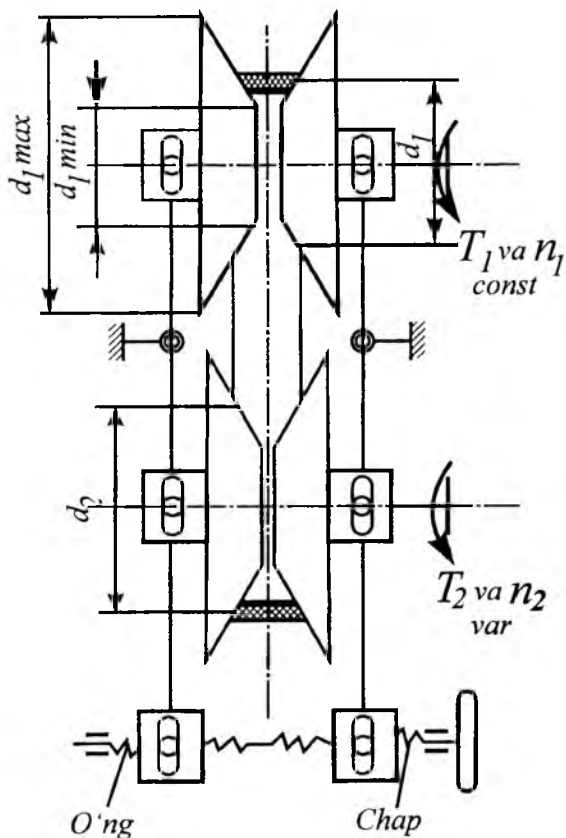
Foydali ish koeffitsiyenti va yeyilishga chidamlilik jihatdan ro'para variator boshqa konstruksiyalardan zaif sanaladi. Ammo soddaligi va harakat yo'nalishini o'zgartirish ro'para variatorlarning yetarli darajada keng qo'llanishini ta'minlaydi. Boshqarish diapazonini oshirish uchun oraliq rolikli ikki diskli ro'para variator qo'llaniladi. Bu variatorlarda $D = 8-10$ bo'ladi.

Suriladigan konusli variator (5.4-shakl)da uzatuvchi element ponasimon tasma yoki maxsus zanjir bo'ladi. Konuslarni qarama-qarshi yo'nalishlarda surish maxsus vintli boshqarish mexanizmi yordamida amalga oshiriladi. Bunda tasma boshqa ishchi diametrlarga surilganda uning uzunligi o'zgarmaydi.

Kinematik munosabatlari

$$\left. \begin{aligned} i_{\max} &\approx \frac{d_{2\max}}{d_{1\min}}, \quad i_{\min} \approx \frac{d_{2\min}}{d_{1\max}} \\ D &= \frac{d_{1\max} d_{2\max}}{d_{1\min} d_{2\min}} \end{aligned} \right\} \quad (5.9)$$

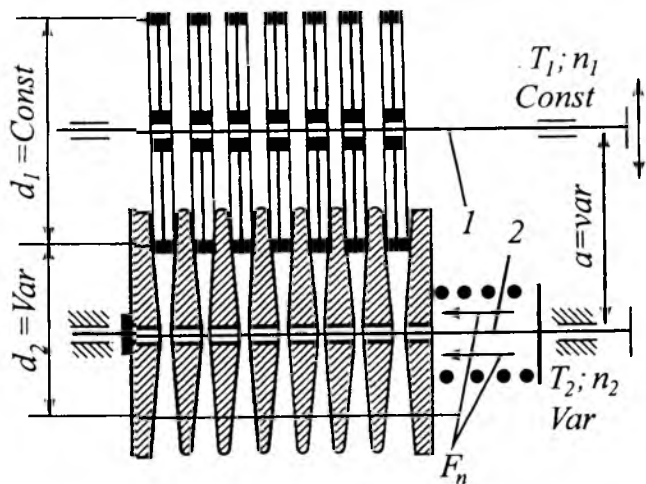
Konstruksiya imkoniyati bo'yicha boshqarish diapazoni tasma eniga bog'liq bo'ladi. Standart tasmalarda D 1,5 gacha, maxsus tasmalarda 5 gacha bo'ladi. Ponasimon tasmali variatorlar sodda va ishonchli bo'ladi.



5.4-shakl. Suriladigan konusli variator.

Diskli variatorlar (5.5-shakl). Bu variatorlarda moment yetaklovchi va yetaklanuvchi disklar to'plami hisobiga uzatiladi. Uzatish nisbatini o'zgartirish yetaklovchi valni yetaklanuvchi valga nisbatan ko'rsatilgan yo'nalishlarda surish hisobiga amalga oshiriladi. Bunda o'qlararo masofa va ishchi diametr d_2 o'zgaradi. Uzatish nisbatini

$$i \approx \frac{d_2}{d_1} = var.$$



5.5-shakl. Diskli variator.

Diskli variator konstruksiyasida friksion elementlar tutashish nuqtalari ko'payadi. Bu esa kontakt bosim kamayishiga olib kelib, shu bilan birga yeyilish kamayadi. Bunda F_n siquvchi kuch ham ancha kamayadi:

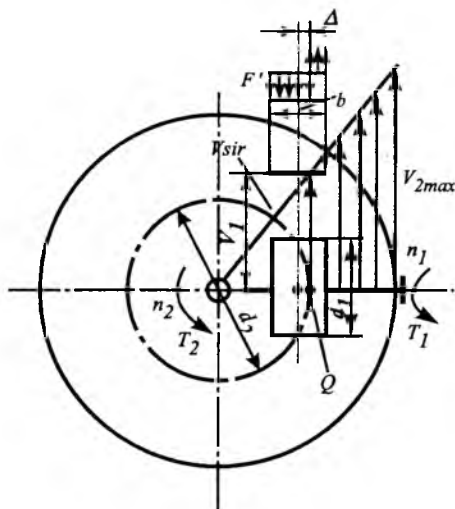
$$F_n = KF_t / (mcf) = \frac{KT_1^2}{(mcf d_1)}. \quad (5.10)$$

Bu yerda, m tutash (kontakt) joylari soni, ular ikkilangan yetaklovchi disklar soniga teng bo'ladi (ko'pincha $m=18-42$ dan ko'p bo'ladi); c – yetakchi vallar soni.

Siqib turish prujina yoki sharikli siquvchi moslama yordamida amalga oshiriladi.

5.3. Friksion uzatma sifatini belgilaydigan omillar

Sirpanish. Sirpanish-yeyilish – foydali ishning kamayishi va uzatish nisbatining o'zgaruvchan bo'lishiga sababchi bo'ladi. Sirpanish uch turga bo'linadi: to'la sirpanish, elastik sirpanish, geometrik sirpanish.



5.6-shakl. Friksion uzatmalarda geometrik sirpanish.

$F_t < F$ shart bajarilmasa, o'ta yuklanish hollarida to'la sirpanish yuz beradi. To'la sirpanishda yetaklanuvchi val to'xtaydi, yetakchi val esa sirpana boshlaydi, bu mahalliy yeyilish yoki qirilishni keltirib chiqaradi.

Elastik sirpanish kontakt zonasida elastik deformatsiyalar bilan bog'liq bo'ladi.

Geometrik sirpanish yetakchi va yetaklanuvchi g'ildiraklarni kontakt yuzasida tezliklari teng emasligidan kelib chiqadi (5.6-shakl).

Rolikning ishchi sirtlarida aylana tezligi v_1 o'zgaras bo'ladi. Disk 2 ning turli nuqtalaridagi tezligi v_2 bu nuqtalardan markazgacha bo'lgan masofaga proporsional bo'ladi (disk chekkasida $v_2 = v_{2max}$).

Sirpanish bo'lmaganda v_1 va v_2 kontakt chizig'i bo'ylab teng bo'ladi. Ammo ko'rilyotgan konstruksiyada tezliklar faqat kontakt chizig'idagi bir nuqtada (tebranish nuqtasida) teng bo'ladi. Bu nuqtada

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} \text{ bo'ladi.}$$

Kontakt chizig'ining boshqa hamma nuqtalarida $v_{sir} = v_1 - v_2$ tezlikli sirpanish kuzatiladi. 5.6-shaklda sirpanish tezliklari epyurasi ko'rsatilgan. Sirpanish tezligining maksimal qiymati quyidagicha topiladi:

$$v_{sir} = \frac{v_1 \cdot 2}{d_1} \left(\frac{b}{2} + \Delta \right) = \frac{\pi n_1}{30i} \left(\frac{b}{2} + \Delta \right), \quad (5.11)$$

bu yerda, $n_1 \text{ min}^{-1}$ da.

Uzatish nisbatining o'zgaruvchanligi. Uzatmaning uzatish nisbati

$$i \approx \frac{d_2}{d_1},$$

diametr d_2 Δ ga bog'liq bo'ladi.

G'ildiraklarda tebranish qutbli kontakt chizig'ining o'rtasida faqat yuklanish bo'lmaganda joylashadi. Yuklanish uzatganda qutb Δ masofaga siljiydi. Bu siljishni rolikning muvozanat shartidan topish mumkin. G'ildirakni aylantiruvchi T_1 moment ishqalanish kuchining momenti bilan muvozanatlashadi. Ishqalanish kuchining yo'nalishi sirpanish tezligining yo'nalishiga teskari bo'ladi (5.6-shakl). Solishtirma ishqalanish kuchi $F' = F_n f / b$ bo'lib,

$$T_1 = F' \left[\left(\frac{b}{2} + \Delta \right) - \left(\frac{b}{2} - \Delta \right) \right] \frac{d_1}{2} = F_n f d_1 \frac{\Delta}{b}, \quad (5.12)$$

yoki

$$\Delta = \frac{T_1 b}{d_1 F_n f}.$$

(5.12) formulani tahlil qilib, quyidagilarni ta'kidlash mumkin:

1. Siquvchi kuchning doimiy qiymatida Δ ning qiymati T_1 yuklanishga proporsional ravishda o'zgaradi ($T_1 \rightarrow 0$ va $\Delta \rightarrow 0$). Bunda uzatish nisbati doimiy bo'lmaydi. Uning qiymati yuklanishga bog'liq ravishda ma'lum bir oraliqda o'zgaradi.

2. Agar siquvchi mexanizm siquvchi kuch F_n qiymatini T_1 ga proporsional o'zgarishini ta'minlasa, ya'ni $\frac{T_1}{F_n} = \text{const}$ bo'lsa, unda Δ va i o'zgarmas bo'ladi. O'zi sozlanadigan sharikli va vintli siquvchi qurilmalarning afzalligi shu bilan belgilanadi.

3. Δ ning qiymati, demak, i ning yuklanishga qarab o'zgarishi ham kontakt chiziq uzunligi yoki rolik eni b ga bog'liq bo'ladi. Sirpanish va uzatish nisbati o'zgarishini kamaytirish uchun ensiz roliklar qo'llanadi va chiziqli tutashuv o'rniga nuqtali tutashuv ishlatiladi ($b=0$ va $\Delta=0$).

Dumalash qutbining holati tutashuv chizig'i bo'yicha bosim taqsimlanishi bilan ham bog'liq bo'ladi. Bosim bir tekis taqsimlanganda qutb katta bosim tarafga qarab suriladi. Bosimda vallarning deformatsiyasi oshishi yoki tayyorlash xatoligi sababli variatorlarning tayyorlash aniqligi va bikrligiga yuqori talablar qo'yiladi.

Foydali ish koeffitsiyenti. Variatorlarning foydali ish koeffitsiyenti asosan sirpanishga va vallarning tayanchidagi yo'qotishlarga bog'liq bo'ladi. Sirpanib ishqalanishdagi yo'qotish sirpanish tezligi v_{sir} ga bog'liq bo'ladi. (5.12) formula bo'yicha quyidagini ta'kidlash mumkin, ro'para variatorlarda v_{sir} uzatish nisbati oshishi bilan kamayadi. Kichik uzatish nisbatida variatorlar past foydali ish koeffitsiyentiga ega bo'ladi. Shu sababli ba'zi variatorlarning boshqarish diapazoni (oralig'i) chegaralanadi. Tayanchlardagi ishqalanishdan yo'qotish valga tushadigan yuklanish qiymatiga bog'liq bo'ladi, valning yuklanishi esa asosan siquvchi kuch F_n qiymatiga bog'liq bo'ladi (hamma konstruksiyalarda ham bunday bo'lmaydi). F_n o'zgarmas bo'lsa, tayanchlardagi yo'qotish o'zgarmas bo'ladi va, demak, foydali ish koeffitsiyenti variatorning to'la bo'lmagan yuklanishida pasayadi. Shu sababli ham $\frac{T_1}{F_n}$ nisbat doimiylicini ta'minlaydigan siquvchi mexanizmlarni qo'llagan ma'qul. Foydali ish koeffitsiyenti hisobi qiyin bo'lgani uchun uning qiymati ko'pincha eksperimental baholanadi va ma'lumotlarda beriladi. Ma'lumot uchun dastlabki hisoblarda friksion uzatmalarning foydali ish koeffitsiyenti nisbatan kichik olinadi ($\eta = 0,80-0,92$).

5.4. Friksion uzatmalarni mustahkamlikka hisoblash

Hisob me'zonlari. Friksion juftlar ishlaganda ishchi sirtlarining quyidagi yemirilishlari yuz beradi:

1. Toliqishdan uvalanish – moylab turiladigan uzatmalarda moyli ishqalanish sharoiti hosil bo'ladigan hollarda sodir bo'ladi. Bunday holatda ishchi sirtlar moy qatlami bilan ajralib turadi, yeyilish esa juda kam bo'ladi.

2. Yeyilish – moysiz ishlaydigan uzatmalarda yoki moyli ishqalanish sharoiti hosil bo'lish sharti bajarilmasa, yuz beradi.

3. Sirtning qirilishi – uzatmaning katta tezlik va yuklanish uzatishida yetarlicha moylash sharoitlari bajarilmasa, sirpanish yoki qirilish ta'siridan ro'y beradi.

Hamma ko'rsatilgan ishdan chiqish turlari tutashish sirtlaridagi kontakt kuchlanishning qiymati bilan bog'liq bo'ladi.

Friksion uzatmalarni muhandislik amaliyotida ikki xil usulda hisoblash qo'llanadi: soddalashtirilgan usulda va kontakt kuchlanish bo'yicha hisoblash.

1. Friksion uzatmalarni soddalashtirilgan usulda hisoblash

Soddalashtirilgan usulda hisoblash tartibi quyidagicha bo'ladi.

1. Friksion uzatma yetaklovchi g'ildirak diametri aniqlanadi:

$$D_1 \geq (4-5)d_1,$$

bu yerda, d_1 – yetaklovchi valning diametri,

$$d_1 = (130-150) \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}}, \text{ mm},$$

bu yerda, P_1 – yetaklovchi valdagi quvvat, kVt, n_1 – yetaklovchi valning aylanishlar takroriyligi, min^{-1} .

Konussimon g'ildirakli uzatmada

$$D_1 \approx (2-6)d_1 \quad \text{bo'ladi.}$$

2. Yetaklanuvchi g'ildirakning diametri aniqlanadi:

$$D_2 = i D_1 (1 - \varepsilon) \approx D_1 i,$$

bu yerda, ε – sirpanishni hisobga oluvchi koeffitsiyent, $\varepsilon = 0,01 \div 0,03$.

3. Uzatmadagi aylana tezlik va aylana kuch hisoblanadi:

$$v = \frac{\pi D_1 n_1}{60 \cdot 1000}, \quad \text{m/s},$$

$$F_t = P_1 \frac{10^3}{v_1}, \quad N.$$

4. G'ildiraklarni bir-biriga siquvchi kuch hisoblanadi:

$$F_n = \frac{KF_t}{f} = \frac{K \cdot 2T_1 / D_1}{f} = \frac{K \cdot 2 \cdot 9550 P_1}{f \cdot D_1 \cdot n_1} = \frac{K \cdot 19100 P_1}{f D_1 n_1} = \frac{K \cdot 19100 \cdot P_2}{f D_2 n_2 \eta}, \quad N$$

bu yerda, D_1 va D_2 metr hisobida.

Konussimon g'ildirakli friksion uzatmalarda g'ildiraklar tayanchiga tushadigan kuch hisoblanadi:

$$F_1 = \frac{K F_t \sin \delta_1}{f}; \quad F_2 = \frac{K F_t \sin \delta_2}{f};$$

bu yerda, K ning qiymati $K = 1,5-2$ (o'lchash asboblarida $K = 2-3$).

5. G'ildiraklarning eni aniqlanadi. Buning uchun uzunlik birligidagi ruxsat etilgan bosim $[p]$ ning qiymatidan foydalaniladi (5.1-jadval).

5.1-jadval

T/r	G'ildirakning materiallari	$[p]$, N/sm
1.	Po'lat + po'lat	1500–2000
2.	Cho'yan + cho'yan	1050–1350
3.	Cho'yan + charm	150–250
4.	Cho'yan + yog'och	2,5–50
5.	Plastmassa + plastmassa	400–800

G'ildirakning eni

$$b = \frac{F_n}{[p]}.$$

G'ildirak enining maksimal qiymati

$$b_{max} \leq D_1.$$

2. Friksion uzatmalarni kontakt kuchlanish bo'yicha hisoblash

Kontakt kuchlanish bo'yicha hisoblash friksion uzatmalarni hisoblashning asosiy usulidir. Hisobiy kontakt kuchlanish detallarning boshlang'ich tutashuv holatiga bog'liq bo'ladi. Agar boshlang'ich tutashuv chiziqli bo'yicha (dumalash tanalari – g'ildiraklar, konuslar, torlar, bir radiusli roliklar) bo'lsa, kontakt kuchlanish quyidagicha hisoblanadi.

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{F_n E_{kel}}{b \rho_{kel}}} \leq [\sigma_H], \quad (5.13)$$

Boshlang'ich tutashuv nuqta bo'yicha bo'lsa,

$$\sigma_H = m \sqrt[3]{\frac{F_n E_{kel}^2}{\rho_{kel}^2}} \leq [\sigma_H], \quad (5.14)$$

bu yerda, F_n – kontakt sirtga normal bo'lgan siquvchi kuch; b – kontakt chiziqli uzunligi; m – dumalash jismi shakliga bog'liq koeffitsiyent; E_{kel} – keltirilgan elastiklik moduli.

$$E_{kel} = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2},$$

bu yerda, E_1 va E_2 – yetaklovchi va yetaklanuvchi g'ildiraklarning elastiklik modullari. ρ_{kel} – keltirilgan egrilik radiusi,

$$\rho_{kel} = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_2 \pm \rho_1} = \frac{D_1 D_2}{2(D_2 \pm D_1)} = \frac{D_2}{2(i \pm 1)}. \quad (5.15)$$

Siquvchi kuch (5.4) – formula bo'yicha hisoblanadi. $[\sigma_H]$ – kontakt kuchlanishning ruxsat etilgan qiymati. $[\sigma_H]$ ning qiymati qattiqligi $\geq 60HRC$ bo'lgan toblangan po'latlar uchun boshlang'ich tutashuv chiziqli bo'lsa va moylash sharoiti qoniqarli bo'lsa, $[\sigma_H]=1000-1200$ MPa. Boshlang'ich tutashuv nuqtali bo'lsa, $[\sigma_H]=2000-2500$ MPa. Tekstolit g'ildiraklar moylanmasa va chiziqli bo'yicha tutashsa, $[\sigma_H]=80-100$ MPa.

Silindrsimon friksion uzatmaning o'qlararo masofasi

$$a = \frac{D_2}{2} \pm \frac{D_1}{2} = (i \pm 1) \frac{D_1}{2} = \frac{(i \pm 1) D_2}{2i},$$

bunda

$$D_2 = \frac{2ai}{i+1}. \quad (5.16)$$

Siquvchi kuch quyidagicha aniqlanishi mumkin:

$$F_n = 9550 \frac{K}{f} \cdot \frac{P_1}{P_2} \cdot \frac{i \pm 1}{ai}.$$

F_n ning topilgan qiymatini (5.13) formulaga qo'ysak va $\psi = \frac{b}{a}$, ya'ni $b = a\psi$ deb olib, hosil bo'lgan tenglamani a ga nisbatan yechsak, friksion uzatmalarni kontakt kuchlanish bo'yicha loyihalash formulasini keltirib chiqaramiz:

$$a = (i \pm 1) \sqrt[3]{E_{kel} \frac{K}{\psi f} \cdot \frac{P_1}{n_2} \left(\frac{40}{i[\sigma_H]} \right)^2}, \quad sm, \quad (5.17)$$

bu yerda, P_1 – quvvat, kVt, ψ – g'ildirak enini belgilovchi koeffitsiyent, $\psi = 0,2 - 0,4$. (5.17) formuladan hisoblab topilgan (5.16) a ning qiymati yordamida D_2 ning qiymati, so'ngra D_1 ning qiymati va g'ildirakning eni $b = a\psi$ topiladi.

Nazorat savollari:

1. Friksion uzatmalarning asosiy afzalligi nima?
2. Friksion uzatmalarning qanday asosiy turlarini bilasiz?
3. Variatorlar qanday hosil qilinadi?
4. Variatorlarning qanday asosiy xarakteristikasini bilasiz?
5. Friksion uzatmalar sifatiga ta'sir qiladigan qanday omillar bor?
6. Friksion uzatmalarni hisoblashning qanday usullari mavjud?

Foydalanilgan adabiyotlar

1. Сулаймонов И. Машина деталлари – «Ўқитувчи», 1981.
2. Иванов М.Н., Финогенов В.А. Детали машин. – М.: «Высшая школа», 2006.
3. Решетов Д.Н. Детали машин . – М.: «Машиностроение», 1989.
4. Детали машин: учебник для вузов / Под ред. О.А. Ряховского. – М.: Изд-во МГТУ им Н.Э. Баумана, 2007.
5. R. Tojibayev, A. Jo'rayev, R. Maqsudov. Mashina detallari. – T.: «Fan va texnologiya», 2010.
6. Туранов Х.Т. Прикладная механика в сфере грузовых перевозок. Учебное пособие. – Екатеринбург: Ур ГУПС, 2008.
7. Ковалевский В.И. Детали машин и основы конструирования: Лекции. – Краснодар: Филиал РГУПС в г. Краснодаре, 2011.
8. Shoobidov Sh.A. Mashina detallari: O'quv qo'llanma. ToshDTU, 2000.

MUNDARIJA

Kirish.....	3
-------------	---

BIRINCHI BO'LIM

MASHINA DETALLARI VA ULARNI HISOBLASH BO'YICHA UMUMIY HOLATLAR

I. MASHINA DETALLARINING UMUMIY HOLATLARI

1.1. Mashina detallari bo'yicha umumiy tushunchalar. Fanning qisqacha tarixi.....	5
1.2. Detallarning ishlash layoqati va uni ta'minlash.....	7
1.3. Mashina detallarini hisoblash va loyihalashning o'ziga xosliklari.....	10

II. MASHINA DETALLARINING MATERIALLARI. DETALLARGA TA'SIR ETADIGAN YUKLANISH, ULARDA HOSIL BO'LADIGAN KUCHLANISH

2.1. Mashina detallarining materiallarini tanlash.....	13
2.2. Detallarga ta'sir etuvchi yuklanish va unda hosil bo'ladigan kuchlanishning o'zgarishi. Mashinaning ishonchlilikligi.....	18
2.3. Mashina detallarida hosil bo'ladigan kontakt kuchlanishlar.....	21

IKKINCHI BO'LIM

III. TISHLI UZATMALAR

3.1. Uzatmalar to'g'risida umumiy ma'lumot. Tishli uzatmalar. Ularning geometriyasi va hisoblash asoslari.....	25
1. Uzatmalar to'g'risida umumiy ma'lumotlar.....	25
2. Tishli uzatmalar bo'yicha umumiy ma'lumotlar.....	28
3. Tishli uzatmalarining geometriyasi va kinematikasi to'g'risida asosiy ma'lumotlar.....	29
4. Tishli uzatmalarining ishlash qobiliyati va hisoblashning mezonlari.....	36
3.2. Silindrsimon to'g'ri tishli g'ildiraklarni mustahkamlikka hisoblash...	41
1. Tishli uzatmalardagi hisobiy yuklanish.....	42

2.	Tishli uzatma tishlarini kontakt kuchlanish bo'yicha mustahkamlikka hisoblash.....	47
3.	G'ildirak tishlarini eguvchi kuchlanish bo'yicha mustahkamlikka hisoblash.....	55
3.3.	Silindrisimon qiya va shevron tishli uzatmalarni hisoblashning o'ziga xosliklari.....	58
1.	Silindrsimon qiya va shevron tishli uzatmalarning geometrik parametrlari.....	59
2.	Silindrsimon qiya tishli uzatmalarning ko'p juftligi va ravonligi	62
3.	Silindrsimon qiya va shevron tishli uzatmadagi kuchlar. Tish mustahkamligini kontakt kuchlanish bo'yicha mustahkamlikka hisoblash.	65
4.	Qiya tishli uzatma tishlarini eguvchi kuchlanish bo'yicha hisoblash...	68
3.4.	Konussimon tishli uzatmalar.....	70
1.	Konussimon tishli uzatmalar to'g'risida umumiy holatlar. Ularning geometrik parametrlari.....	71
2.	To'g'ri tishli konussimon uzatma tishini eguvchi kuchlanish bo'yicha hisoblash.....	74
3.	To'g'ri tishli konussimon uzatma tishini kontakt kuchlanish bo'yicha hisoblash.....	77
4.	Konussimon to'g'ri tishli bo'lmagan uzatmalar.....	80
3.5.	Tishli g'ildiraklarning materiallari.....	83
1.	Tishli g'ildiraklarning materiallari.....	83
2.	Ruxsat etilgan kuchlanishlarni aniqlash.....	88
3.6.	Planetar uzatmalari.....	99
1.	Planetar uzatmalarni hisoblashning o'ziga xosligi.....	99
3.7.	To'liqsimon uzatmalar.....	105
1.	Tishli to'liqsimon uzatmalar.....	108
2.	To'liqsimon uzatmalarning asosiy sifat ko'rsatkichlari.....	110
3.8.	Harakatni ayqash vallarga uzatadigan tishli uzatmalar.....	111
3.9.	Novikov ilashmasi asosidagi uzatmalar.....	112

IV. CHERVYAKLI UZATMALAR

121

4.1.	Chervyakli uzatmaning geometrik parametrlari	122
4.2.	Chervyakli uzatmaning kinematik parametrlari.....	125
4.3.	Chervyakli uzatmaning foydali ish koeffitsiyenti.....	126
4.4.	Chervyakli uzatmada hosil bo'ladigan kuchlar.....	128
4.5.	Chervyakli uzatmalarning ishchanlik layoqati va hisoblashning asosiy mezonlari.....	129
4.6.	Chervyakli uzatmani kontakt kuchlanish bo'yicha mustahkamlikka hisoblash.....	130
4.7.	Chervyakli uzatmani eguvchi kuchlanish bo'yicha mustahkamlikka hisoblash.....	132

4.8. Chervyakli uzatma materiallari.....	134
4.9. Chervyakli uzatmaning qizishini tekshirish, uzatmani sovutish va moylash.....	135
4.10. Globoid chervyakli uzatmalar.....	137

V. FRIKSION UZATMALAR VA VARIATORLAR

5.1. Umumiy ma'lumotlar.....	139
5.2. Friksion uzatmalar va variatorlarning asosiy turlari.....	142
5.3. Friksion uzatma sifatini belgilaydigan omillar.....	146
5.4. Friksion uzatmalarni mustahkamlikka hisoblash.....	149
1. Friksion uzatmalarni soddalashtirilgan usulda hisoblash.....	150
2. Friksion uzatmalarni kontakt kuchlanish bo'yicha hisoblash.....	152
Foydalanilgan adabiyotlar.....	154

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	3
---------------	---

ПЕРВЫЙ РАЗДЕЛ. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ ПО РАСЧЕТУ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

I. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

1.1. Основные сведения о деталях машин. Краткая история развития курса.....	5
1.2. Критерии работоспособности деталей и их обеспечение.....	7
1.3. Особенности расчета и проектирования деталей машин.....	10

II. МАТЕРИАЛЫ ДЕТАЛЕЙ МАШИН. НАГРУЗКИ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА ДЕТАЛИ, НАПРЯЖЕНИЯ, ВОЗНИКАЮЩИЕ В НИХ

2.1. Выбор материалов деталей машин.....	13
2.2. Нагрузки, действующие на детали и изменения напряжений, возникающие в них. Надежность машины.....	18
2.3. Контактные напряжения, возникающие в деталях машин.....	21

ВТОРОЙ РАЗДЕЛ

III. ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

3.1. Основные сведения о передачах. Зубчатые передачи. Их геометрические размеры и основы расчета.....	25
1. Общие сведения о передачах.....	25
2. Общие сведения о зубчатых передачах.....	28
3. Основные сведения о геометрии и кинематике зубчатых передач.....	29
4. Критерии работоспособности и расчета зубчатых передач.....	36
3.2. Расчет на прочность цилиндрических прямозубых передач.....	41
1. Расчетная нагрузка в зубчатых передачах.....	42
2. Расчет на прочность зубчатых передач по контактным напряжениям.....	47

3. Расчет на прочность зубчатых передач по изгибным напряжениям.....	55
3.3. Особенности расчета цилиндрических косозубых и шевронных передач.....	58
1. Геометрические параметры цилиндрических косозубых и шевронных передач.....	59
2. Многопарность и плавность цилиндрических косозубых передач.....	62
3. Силы, возникающие в цилиндрических косозубых передачах. Расчет на прочность цилиндрических косозубых передач по контактным напряжениям.....	65
4. Расчет зубьев косозубых зубчатых передач по напряжениям изгиба.....	68
3.4. Конические зубчатые передачи.....	70
1. Общие положения по коническим зубчатым передачам. Их геометрические параметры.....	71
2. Расчет конических прямозубых передач на прочность по изгибным напряжениям.....	74
3. Расчет конических прямозубых передач на прочность по контактным напряжениям.....	77
4. Конические колеса с непрямыми зубьями.....	80
3.5. Материалы зубчатых колес.....	83
1. Материалы зубчатых колес.....	83
2. Определение допускаемых напряжений.....	88
3.6. Планетарные передачи.....	99
1. Особенности расчета планетарных передач.....	99
3.7. Волновые передачи.....	105
1. Волновые зубчатые передачи.....	108
2. Основные качественные показатели волновых передач.....	110
3.8. Передачи, передающие движения перекрещивающимся валам.....	111
3.9. Передачи с зацеплением Новикова.....	112

IV. ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

121

4.1. Геометрические параметры червячных передач.....	122
4.2. Кинематические параметры червячных передач.....	125
4.3. Коэффициент полезного действия червячной передачи.....	126
4.4. Силы, возникающие в червячной передаче.....	128
4.5. Основные критерии работоспособности и расчета червячной передачи по контактным напряжениям.....	129
4.6. Расчет на прочность червячной передачи по контактным напряжениям.....	130

4.7. Расчет на прочность червячной передачи по изгибным напряжениям.....	132
4.8. Материалы червячной передачи.....	134
4.9. Тепловой расчет, охлаждение и смазка червячной передачи.....	135
4.10. Глобоидные червячные передачи.....	137

V. ФРИКЦИОННЫЕ ПЕРЕДАЧИ И ВАРИАТОРЫ

5.1. Основные сведения.....	139
5.2. Основные типы фрикционных передач и вариаторов.....	142
5.3. Основные факторы, определяющие качество фрикционной передачи.....	146
5.4. Расчет на прочность фрикционной передачи.....	149
1. Расчет на прочность фрикционных передач по упрощенной методике.....	150
2. Расчет фрикционной передачи по контактному напряжению.....	152
Список литературы.....	154

CONTENTS

Introduction.....	3
-------------------	---

THE FIRST SECTION

GENERAL PROVISIONS FOR THE CALCULATION OF MACHINE PARTS

I. GENERAL MACHINE PARTS

1.1. Basic information about the machine parts. A brief history of the development of the course.....	5
1.2. Criteria for performance parts and maintenance	7
1.3. Features of the calculation and design of machine	10

II. MATERIALS MACHINE PARTS. THE LOADS ACTING ON THE DETAILS, STRESSES IN THEM

2.1. The choice of materials machinery parts	13
2.2. The loads acting on the details and stress changes that occur in them. Reliability of the machine	18
2.3. Contact stresses in machine parts	21

THE SECOND SECTION

III. GEARS

3.1. The basic program information. Gears. Their dimensions and bases of calculation	25
1. General program information	25
2. General information about the gears	28
3. Basic information about the geometry and kinematics of gear.....	29
4. Performance criteria and calculation of gear.....	36
3.2. Strength analysis of spur gears.....	41
1. The design load in the gears.....	42
2. Calculation of the strength of gears for contact stress	47
3. Calculate the strength of gears on bending stresses	55
3.3. Osobennosti analysis of cylindrical helical and herringbone gears.....	58

1. The geometrical parameters of the cylindrical helical and herringbone	59
2. Multipair and smooth cylindrical helical gear	62
3. Forces in a helical cylindrical gears. Calculation of the strength of cylindrical helical gears for contact stress	65
4. Calculation of helical teeth gears on bending stress	68
3.4. Bevel gears	70
1. General provisions for the bevel gear. Their geometrical parameters..	71
2. Calculation of spur bevel gear on the flexural strength	74
3. Calculation of spur bevel gear on the strength of the contact	77
4. Bevel gears with teeth indirect	80
3.5. Materials gears	83
1. Materials gears	83
2. Determination of allowable stresses	88
3.6. Planetary transmission	99
1. Features of the calculation of planetary gears	99
3.7. The wave transmission	105
1. Wave gear	108
2. Key Financial Ratios of wave transmission	110
3.8. Transmission of a motion intersecting shafts	111
3.9. Transmission Novikov gearing	112

IV. WORM GEARS

121

4.1. The geometrical parameters of worm gear	122
4.2. Kinematic parameters of the worm gear	125
4.3. The efficiency of the worm gear	126
4.4. Forces in a worm gear	128
4.5. Key performance criteria and calculation of the worm gear on the contact stress	129
4.6. Strength analysis of the worm gear on the contact stress	130
4.7. Strength analysis of the worm gear by bending stresses	132
4.8. Materials worm gear	134
4.9. Thermal design, cooling and lubrication of the worm gear	135
4.10. Cone worm gear	137

V. FRICTION DRIVES AND VARIABLE SPEED

5.1. Basic information	139
5.2. The main types of friction gears and variator	142
5.3. The main factors that determine the quality of the friction gear	146
5.4. Strength calculation of friction gear	149
1. Strength calculation of friction gears using a simplified method	150
2. Calculation of friction gear on contact voltage	152
References	154

This image shows a single page of white paper with horizontal blue or grey ruling lines. The lines are evenly spaced and run across the width of the page. There is no handwriting or other markings on the paper.

M. KURGANBEKOV, A. MOYDINOV

MASHINA DETALLARI

I qism

O'quv qo'llanma

Toshkent – «Fan va texnologiya» – 2015

Muharrir:

M. Hayitova

Texnik muharrir:

M.M. Xolmuxamedov

Musahhih:

F. Ismoilova

Dizayin va kompyuterda

sahifalovchi:

A. Moydinov

E-mail: tipografiyacent@mail.ru Tei: 245-57-63, 245-61-61.

Nashr.lits. AL№149, 14.08.09. Bosishga ruxsat etildi 27.08.2015-y.

Bichimi 60x84^{1/16}. «Times New Roman» garniturasida. Ofset bosma usulida bosildi.

Shartli bosma tabog'i. 9,7. Nashr bosma tabog'i. 10,25. Tiraji 200.

Buyurtma № 74. Narxi shartnoma asosida.

«Fan va texnologiyalar Markazining bosmaxonasi»da chop etildi.

100066, Toshkent sh. Olmazor ko'chasi, 171-uy.