

“O‘zbekiston temir yo‘llari” AJ
Toshkent temir yo‘l muhandislari instituti

SH. S. Fayzibayev, Sh. Mamayev, Sh.E.Tursunov,
S.G. Inagamov, A.A. Yoldashov

**MASHINA ELEMENTLARINI
LOYIHALASHTIRISH**

5310600 – Yer usti transport tizimlari va ularning ekspluatatsiyasi va
5111000 – Kasb ta’limi (Yer usti transport tizimlari va ularning
ekspluatatsiyasi) ta’lim yo‘nalishlari bakalavriat 2-bosqich talabalari
va professor-o‘qituvchilar uchun
o‘quv qo‘llanma

Toshkent – 2019

UDK 531.8 (075.8)

Mashina elementlarini loyihalashtirish. O'quv qo'llanma. **SH.S. Fayzi-bayev, Sh. Mamayev, Sh.E.Tursunov, S.G. Inagamov, A.A. Yuldashov.** ToshTYMI, T.: 2019, 196 bet.

O'quv qo'llanma 5310600 – Yer usti transport tizimlari va ularning ekspluatatsiyasi va 5111000 – Kasb ta'limi (Yer usti transport tizimlari va ularning ekspluatatsiyasi) ta'lim yo'nalishlari bakalavriat 2- bosqich talabalari va professor-o'qituvchilar uchun mo'ljallangan.

O'quv qo'llanmada, mashina va moslamalarni harakatini, ishlashini tahlil qilish, yangi mashinalarni yaratish, fan-texnika taraqqiyotini asosini o'rganiladi.

O'quv qo'llanma umukasbiy texnik yo'nalishga ega bo'lib, o'zining tadqiqot obyekti sifatida transport mashinasozligi texnologiyasi bo'yicha loyiha va ekspluatatsiya tashkilotlarining mutaxassislari hamda magistratura talabalari foydalanishlari mumkin.

O'quv qo'llanma O'zbekiston Respublikasida amal qiluvchi me'yoriy qoidalar va hujjatlar asosida tuzilgan.

Institutning Ilmiy-uslubiy kengashi tomonidan nashrga tavsiya etildi.

Taqrizchilar: X.M. Tursunov. – t.f.n., “O'zbekiston temir yo'llari” AJ;
Y. O. Ro'zmetov – t.f.n., dots. (ToshTYMI).

1-ma'ruza. Kirish. Fanning asosiy maqsadi va vazifalari. Mashinalar va mexanizmlar haqida asosiy tushunchalar. Mexanizmlarning strukturaviy tahlili. Kinematik juftning klassifikatsiyasi

Reja:

1. "Mashina va mexanizm nazariyasi" fanining umumiy holatlari.
2. Mashinaning blok-sxemasi.
3. Mashina va mexanizmlarning turlari va turlari.
4. Mexanizmlarning tuzilishi.
5. Kinematik juftlarning sinflarga bo'linishi.

Tayanch iboralar va atamalar

1. Mashina - qurilma, insonning aqliy va jismoniy mehnatini yengillash-tirish, ish unumdorligini oshirish uchun foydali mexanik ish qilishdir.
2. Mexanizm - mashinaning asosiy qismi - maqsadga muvofiq nisbiy harakat qiluvchi jismlar sistemasi.
3. Bo'g'in - bitta yoki bir qancha, aniq harakat qiluvchi qattiq bog'langan detal.
4. Kinematik juft - harakatdagi ikki bo'g'inning bog'lanishidir.

Ma'ruza matni

1. "Mashina va mexanizm nazariyasi" fanining umumiy holatlari

"Mashina va mexanizmlar nazariyasi" fani umumiy muhandislik fani hisoblanib, hamma mashinasozlik oliy o'quv yurtlarida o'zgartirilgan hajmda va mutaxassisligiga qarab o'qitiladi. Bizning institutimizda bu fan ikkinchi kursda, 54 soat ma'ruza, 36 soat amaliyot va 17 soat laboratoriya darslari bajariladi.

Bayonnormalardan ko'rinib turibdiki, MMN - bu mashina to'g'risidagi fan. Bu ma'ruzada mashinalarning tuzilishi bir xilda bo'lib, ular konstruksiyasi bo'yicha farq qilishi mumkin, umuman mashinalarning strukturasi bo'yicha tuzilishi o'xshashdir.

Mashina, mexanizm va uning nazariyasi nima bilan shug'ullanishini ko'rib chiqamiz.

Mashina - bu insonning aqliy va jismoniy mehnatini yengillashtirish, ish unumdorligini oshirish uchun mexanik ish bajarishga mo'ljallangan qurilmadir. Shunga asosan ekskavator - bu mashina, kompyuter esa mashina emas, u mexanik ish bajarmaydi. Ko'pchilik mashinalar insonning mehnat unumdorligini o'n va yuz baravar oshiradi, shunday ham bo'lishi mumkin, ishni yuqori aniqlik darajasida inson qilishi mumkin bo'lmagan hollarda yoki insonga zararli bo'lgan joylarda mashinalarni ishlatish mumkin.

Mexanizm-bu mashinaning asosiy qismi. Mexanizm maqsadga muvofiq nisbiy mexanik harakat qiluvchi jismlar tizimidir.

MMN mashina va mexanizmlarni sxema ko‘rinishida tuzilish asoslari-ni, harakatini va loyihalashni o‘rganadi. Bu fan shartli ravishda uch qismga bo‘linadi:

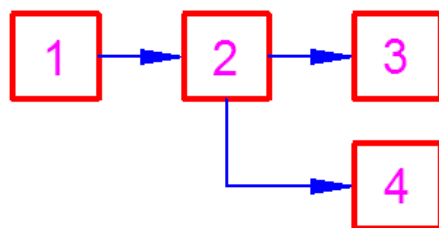
- mashina mexanizmlar tuzilishi;
- mexanizmlar nazariyasi;
- mashina dinamikasi.

1.2. Mashina va mexanizmlar tuzilishi. Mashinaning blok-sxemasi.

Blok-sxema - bu aylana yoki kvadratlardan tashkil topgan bo‘lib, strelkalar yordamida birlashgan (1.1-rasmdagi kvadratlarni ta’riflash quyidagicha).

1 – dvigatel mexanizmi (bu yerda mashinaga tegishli bo‘lgan mexanik qismlar quriladi). Dvigatel mashinaning mexanik energiya manbai hisoblanadi. Ko‘pchilik mashinalar elektr, issiqlik yoki boshqa turdagi dvigatellarga egadir. Kam turdagi mashinalar dvigatelga ega bo‘lmaydi; bu mashinalar qo‘l yoki oyoq yordamida harakatga keltiriladi. Masalan; tikish mashinasi, go’sht maydalagich, velosiped va boshqalar. Bu mashinalarni ko‘rib chiqmaymiz.

2 - uzatish mexanizmi. U mashina mexanizmlariga dvigateldan harakatni o‘zgartirib uzatishga xizmat qiladi. Masalan, avtomobilning tezlik qutisi, tokar dastgohning tezlik qutisi, samolyot reduktori. Shunday mashinalar borki, ularda uzatish mexanizmi yo‘q, ya’niy – elektroventilyator, turbogenerator va boshqalar.



1.1-rasm

3-bajaruvchi mexanizm. Bu mexanizm mashina ta’kidlagan harakatni bajaradi. Bu mexanizm istalgan mashinaning asosiy qismini tashkil etadi. Mashinada uzatish va boshqa mexanizmlar bo‘lmasligi mumkin, ammo bajaruvchi mexanizmi bo‘lishi shart. Avtomobillarda bajaruvi mexanizm ko‘rinishida yarim o‘q va differensialning yetaklovchi g‘ildiragi hisoblansa, tokar yoki parmalash dastgohlarida bu podshipnikdagi shpindel va keskich yoki parmani uzatish mexanizmi bo‘ladi. Mashinalar birdan ortiq ish bajaruvchi mexanizmlarga ega bo‘lishi mumkin.

Masalan: tikish mashinasi uchta bajaruvchi mexanizmga ega: igna uzatish mexanizmi, ip uzatish mexanizmi va materialni siljitish mexanizmi.

4-yordamchi mexanizm. Unga yordamchi harakatlarni ya’ni, ortish va

tushirish, boshqarish va boshqalar kiradi. Ba'zi mashinalar yordamchi mexanizmga ega bo'lmashligi mumkin, boshqalarda bir qancha bo'lishi mumkin. Avtomobillarda - bu mexanizmlar to'xtatish va boshqarish, oyna tozalagich mexanizmi; o'zi ag'darish yuk mashinalarida - kuzovni ag'darish mexanizmi va boshqalar.

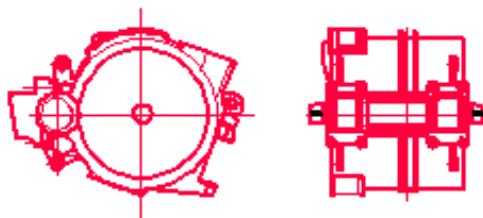
Mashina turlari

Ish bajarishiga qarab mashina quyidagi turlarga bo'linadi:

- energetik;
- transport;
- texnologik;
- kibernetik.

Energetik mashinalar - dvigatelning mexanik energiyasini boshqa tur energiyasiga aylantirish uchun foydali mexanik ish bajaradi. Elektr energiya hosil qilish mashinalari keng tarqalgandir. Bular GES dagi suv turbinali turbogeneratorlar, GRESdagi gaz va par turbinalari, kichik elektrostansiyadagi dizelgeneratorlar. Lokomotivlarda esa TED (tortuv elektrodvigatellari). 1.2-rasm.

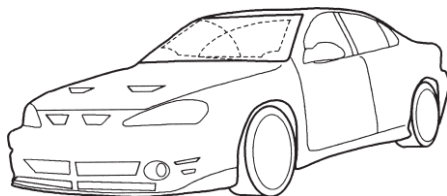
Bu mashinaning dvigatellari (turbina yoki dizel) bajaruvchi mexanizm (generatorlar) bilan uzatish mexanizmisiz bog'langandir.



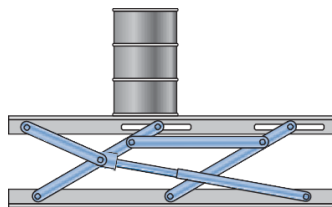
1.2-rasm. NB-412 rusumli tortuv elektrodvigateli

Amalda har qanday energetik mashinalar yuklarni o'zgarishida bosh valning aylanish chastotasini avtomatik ravishda ushlab turish uchun yordamchi mexanizmga ega.

Tashuvchi mashinalar obyektни makonda joydan – joyga ko'chirish uchun xizmat qiladi. Bular yuk ko'tarish kranlari, transportyorlar, avtomobil (1.3-rasm), samolyotlar, liftlar (1.4-rasm) va h.k.



1.3-rasm*



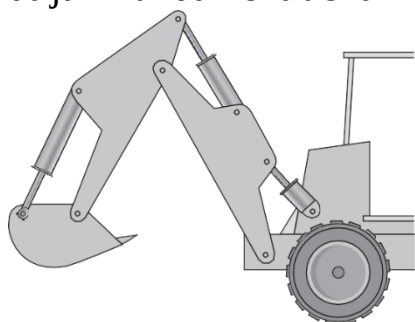
1.4-rasm*

Texnologik mashinalar texnologik operatsiyalar yordamida obyektни holatini, o'lchamini o'zgartiradi. Bu mashinalar ishlab chiqarishning

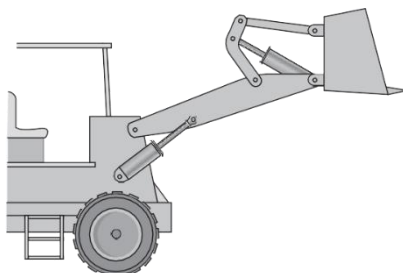
* Machines and mechanisms. Applied kinematic and mechanisms. Fourth edition. David H. Myszka. University of Dayton. 2012y. 5, 28 va 31 betlar

istalgan sohasida, qurilishida, qishloq xo‘jaligida qo‘llaniladi.

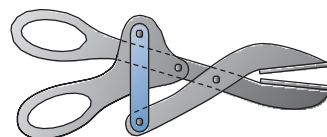
Mashinasozlik zavodlarida – metal qirqish dastgohlari, temirchilik-presslash mashinalar, yengil sanoatdagi fabrikalarda- tikuv dastgohlari, xom ip yasaydigan mashina, yigiruv, tikish mashinalar; qurilishda – ekskavatorlar, buldozerlar (rasm-1.5 va rasm -1.6) va beton qorishtiruvchi; qishloq xo‘jaligida – kombaynlar, paxta terish mashinalar, kultivatorlar va h.k. Metalga ishlov beruvchi dastgohlar (rasm -1.7) uchun obekt – zagatovka hisoblansa, texnologik operatsiya uchun- charxlash, natijada- detal hosil bo‘ladi. Ekskavator uchun obekt tuproq, texnologik operatsiya — kovlash, natija – fundament uchun kotlavan.



1.5-rasm



1.6-rasm



1.7-rasm*

Kibernetik mashinalar inson qo‘li harakatiga mos ravishda foydali mexanik ish bajaradi. Bunday mashinalarni robot, uni bajaruvchi mexanizmini manipulyator deyiladi. Sanoat robotlari tashishga mo‘ljallangandir (Masalan, texnologik mashinalarga detallarni yuklash va siljitish) yoki texnologik funksiyalarni bajaradi (Masalan, payvandlash yoki bo‘yoq ishlari).



1.8-rasm. Beldan Robot (Tuhfa motoman Inc.)

Robot (1.8-rasm) turli-tuman mexanik operatsiyalarni bajara olishi bilan bir qatorda vujudga keluvchi mantiqiy masalalarning ma‘lum bir majmuini mustaqil ravishda yenga oladigan yuqori darajadagi texnik sistemani bildiradi. Ko‘pincha inson hayoti uchun zararli joylarda robotlar qo‘llaniladi: radioaktiv zonalarda, issiq sexlarda, kosmos, suv ostida va h.k.

Mexanizmning tuzilishi.

Yuqorida keltirilgan mexanizm tushunchasini umumlashtiramiz.

* Machines and mechanisms. Applied kinematic and mechanisms. Fourth edition. David H. Myszka. University of Dayton. 2012y. 5 bet.

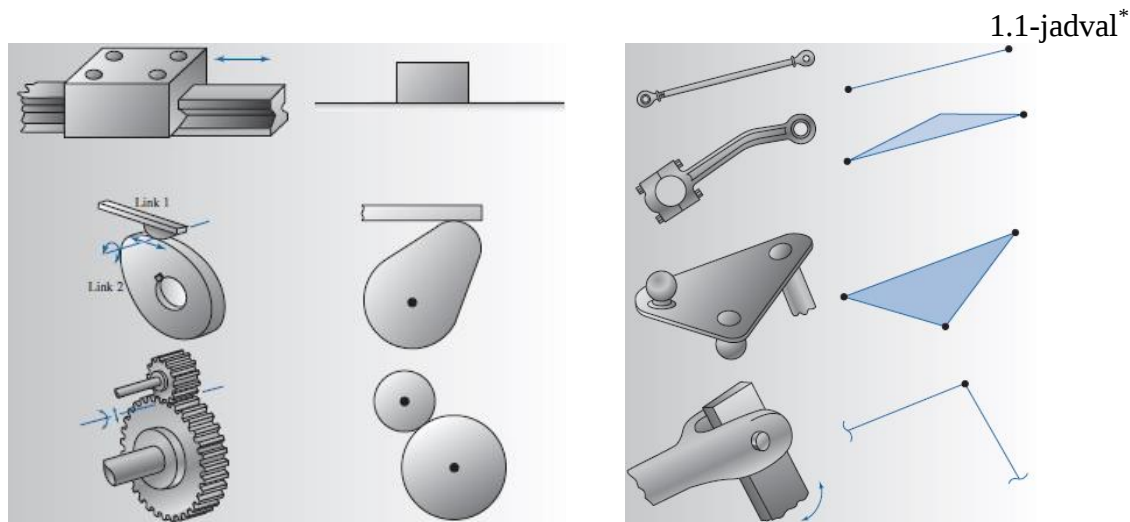
Mexanizm – maqsadga muvofiq harakatlanuvchi bir-biri bilan bog‘langan jismlar sistemasi. Mexanizmdagi jismlarni bo‘g‘in, harakatdagi bog‘lanishni – kinematik juft deyiladi.

Bo‘g‘in – bitta detal yoki mexanizmda aniq harakat qiladigan bir nechta detallarning qattiq bog‘langan sistemasi. Bo‘g‘in sxematik ravishda ko‘rsatiladi. Ba’zi hollarda bo‘g‘inlarning sxemasi konstruksiyasidan farqli bo‘ladi, bunda muhandis bo‘g‘in konstruksiyasida uning sxemasini yaxshi ko‘rishi kerak. 1.1-jadvalda bir necha bo‘g‘inlarning sxematik ko‘rinishi keltirilgan.

Kinematik juft – nisbiy harakat qiluvchi ikki bo‘g‘inning bog‘lanishi. Kinematik juftlar har xil turda bo‘ladi. Ularning turlarini ko‘rib chiqamiz.

Kinematik juft turlari. Bo‘g‘inning harakatida juftlik vujudga keltiradigan bog‘lanish shartlari soni bo‘yicha kinematik juftlar bo‘linadi. Bo‘g‘in fazoda oltita erkinlik darajasiga ega, bu degani, dekart koordinat sistemasida 6ta harakat qiladi. Agarda bu bo‘g‘inni kinematik juft yordamida boshqasi bilan bog‘langanda, uning harakati ma’lum miqdorda cheklanadi. Bu cheklanishlarni bog‘lanish, qolgan harakatni harakatchanlik deyilish mumkin.

Bog‘lanishlar soni va harakatchanlik yigindisi oltiga teng. Kinematik juftlar bog‘lanishlar soniga qarab klasslarga bo‘linadi, Masalan, bo‘g‘in harakatiga bitta bog‘lanish qo‘yilgan bo‘lsa, birinchi klass kinematik juft, agarda ikkita bog‘lanish qo‘yilgan bo‘lsa, ikkinchi klass kinematik juft deyiladi va h.k.



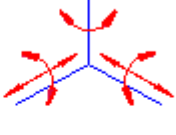
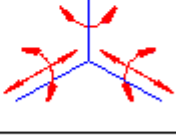
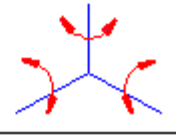
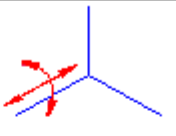
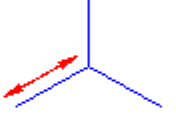
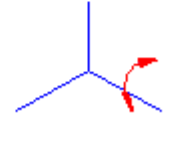
1.2-jadvalda kinematik juftlarning klassifikatsiyasi masalalar tariqasida keltirilgan. Masalan, uchinchi klass kinematik juft faqatgina sfera ko‘rinishida bo‘lmasdan, konstruksiyasi bo‘yicha tekislikdan iborat bo‘lishi mumkin.

Jadvalni to‘laroq ko‘rib chiqamiz. Birinchi klass kinematik juft bo‘g‘in

* Machines and mechanisms. Applied kinematic and mechanisms. Fourth edition. David H. Myszka. University of Dayton. 2012y. 5 bet.

harakatiga bitta bog‘lanishni qo‘yib, beshta harakati qoldiriladi. Jadvalda shunday kinematik juft keltirilgan, uni “shar-tekislik” deyiladi va uning konstruktiv tuzilishi oxiri sferik ko‘rinishidagi yumaloq sterjen richag bilan kontaktda bo‘ladi.

1.2-jadval

Sinf	Bog‘lanishlar soni	Qo‘zg‘alishlar soni	Kinematik juftning nomlanishi	Kinematik juftning umumiy ko‘rinishi	Bir aylanma boshqa bir aylanma nisbatan harakatlantirish	Kinematik juft sxemasi
I	1	5	Shar-tekislik			
II	2	4	Silindr-tekislik			
III	3	3	Sferikli			
IV	4	2	Silindrik-li			
V	5	1	Ilgarilama-qaytma			
VI	5	1	Aylanma			

Bo‘g‘in qismlari kinematik juft bilan kontaktda bo‘lsa, buni kinematik juft elementlar deyiladi. Hozirgi holatda – shar va tekislik. Jadvalda beshta harakatchanlik ko‘rsatilgan, ya’ni, sterjenni richagga nisbatan mumkin bo‘lgan beshta harakati: uchta Dekart o‘qlari aylanishi va ikkita gorizontall o‘qlarda siljishi. Richagni tekislikda tik o‘q bo‘yicha siljishi chegaralangan, sterjenni yuqoriga siljishi kinematik juftni yo‘qotishga olib keladi. Oxiri ustunda kinematik juftlarning sxematik ko‘rinishi keltirilgan bo‘lib, bular mexanizmlar tuzulishi va kinematikasini o‘qishda foydalaniladi.

Ikkinchi klass kinematik juft bo‘g‘in harakatiga ikkita bog‘lanish qo‘yib, to‘rtta harakatchanlikni qoldiradi. Jadvalda masala tariqasida kinematik juft keltirilgan, uni “silindr-tekislik” deyiladi.

Bu juftning konstruktiv bajarilishi oldingiga o‘xshash bo‘lib, unda oxiri sfera ko‘rinishida bo‘lgan silindrik sterjen o‘rniga oxiri silindrik bo‘lgan

prizmatik sterjen qo'yilgan. Bu kinematik juft sterjenga pastki richagga nisbatan to'rtta mumkin bo'lgan harakatni qoldiradi: gorizont o'q bo'yicha ikkita siljish, tik o'q atrofida aylanish va gorizont o'q atrofida aylanish, ikkinchi gorizont o'q atrofida aylanish mumkin emas, bunda bo'g'inlarning kontakti buziladi.

Uchinchi klass kinematik juftda bo'g'inga uchta bog'lanish qo'yilib va boshqa bo'g'inga nisbatan uchta harakat qilishi mumkin. Bunday juftlardan – sferali yoki sharsimon sharnir. Bo'g'inning yuqorisidagi shar, jadvalda ko'rsatilganidek, pastdagi bo'g'inning ichki sferasiga kiradi. Konstruksiya bo'yicha istalgancha tayyorlanishi mumkin, tamoyil bo'yicha shunday. Yuqoridagi bo'g'in uchta dekart o'qlari atrofida aylanishi mumkin.

To'rtinchi klass kinematik juft to'rtta bog'lanish qo'yib, bo'g'inga ikkita harakatchanlikni qoldiradi. Bulardan biri – silindrik. Konstruktiv bu jadvaldagi rasmda ko'rsatilgandek tasvirlangan – yumaloq sterjen richagning silindrik teshikchasiga kirgizilgan. Richag silindrik teshikcha bo'ylab siljiydi va uning atrofida aylanadi.

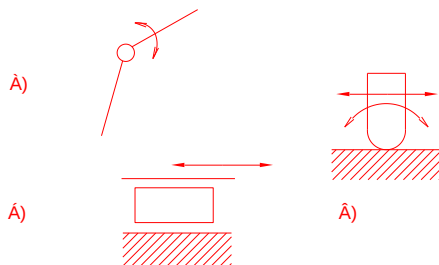
Beshinchi klass kinematik juft bo'g'inga beshta bog'lanish qo'yib, bitta harakatchanlikni qoldiradi. Bulardan jadvalda ikki xili ko'rsatilgan – ilgarilanma va aylanma. Ilgarilanma juftlarning konstruktiv bajarilishi jadvalda ko'rsatilganidek, prizmatik yo'nalishda ikki bo'g'inning bog'lanishi, natijada bir bo'g'in boshqasiga bitta harakat beradi (masalan, metalga ishlov beruvchi dastgohlarning yo'naltiruvchisi).

Bunday juftlarning sxematik ko'rinishi xar hil mexanizmlarda xar hil bo'lishi mumkin. Harakatlanmaydigan bo'g'inning yo'naltiruvchisi sterjenga (harakatlanmaydigan bo'g'in shtrixlanadi) ba'zida strelka qo'yiladi, u sterjenni yo'nalish bo'yicha ilgarilanma harakatlanishini ko'rsatadi.

Beshinchi klass aylanma kinematik juft silindrik sharnir ko'rinishida ko'rsatilgan, bu podshipnikdagi val bo'lishi mumkin. Bu juft bo'g'inga fakat bitta harakat beradi – sharnirda bir bo'g'inning boshqasiga nisbatan aylanish yoki podshipnikda valning aylanishi. Aylanma juftlarning sxemalari tayyorlanishiga qarab har xil bo'ladi. Keltirilgan klassifikatsiya mexanizmlarda qo'llanadigan hamma kinematik juftlar keltirilgan. Bizning kursimizda asosan tekis mexanizmlar bilan tanishamiz, shuning uchun boshqa klassifikatsiyadan foydalanish qulaydir. Tekis mexanizmlar – bularning bo'g'inlari bir yoki parallel tekisliklarda harakatlanadi. Masalan, avtomobilning tezlik uzatmasi yoki tokar dastgohning tezlik qutisida joylashgan qator tishli g'il-diraklar parallel tekislikda harakatlanadi, shuning uchun bu mexanizmlar tekis deyiladi. Alohida olingan bo'g'in tekislikda uchta erkinlik darajasiga yoki uchta harakat qilishi mumkin – ikkita koordinat o'qi bo'ylab siljishi va tekislikda aylanishi. Shu sababli yuqorida keltirilgan klassifikatsiyani bun-

cha tadbqiq qilib bo‘lmaydi. Bunda kinematik juftlarni quyi va oliyga bo‘lamiz quyi kinematik juftlarda ikki bo‘g‘inning o‘zaro bog‘lanishi butun yuza buyicha, oliyda nuqta yoki bir chiziqda bo‘ladi. Shu nuqtaiy nazardan kinematik juftlar I va II klassga 1.1-jadvaldan oliy, qolganlari quyiga ajraladi.

1.9-rasmda tekis mexanizmlarda qo‘llanadigan kinematik juftlar ko‘rsatilgan. 1.9,a-rasmda quyi aylanma kinematik juft ko‘rsatilgan; u bo‘g‘inga faqat bitta boshqa bo‘g‘inga nisbatan aylanma harakat beradi. 1.9,b-rasmda quyi ilgarilanma kinematik juft ko‘rsatilgan – bo‘g‘in boshqa bo‘g‘inga nisbatan faqat ilgarilanma harakatlanadi. (bunda harakatlanmaydigan bo‘g‘inga nisbatan). 1.9,v-rasmda ikkita harakat qiluvchi oliy kinematik juft keltirilgan (ilgarilanma va aylanma harakat) bir bo‘g‘in ikkinchisiga nisbatan (bunda harakatlanmaydigan bo‘g‘inga nisbatan). Bunday kinematik juftlar asosan kulachokli va tishli mexanizmlarda qo‘llaniladi.



1.9-rasm.

Nazorat savollari:

1. MMN nuqtaiy nazaridan mashina va mexanizmlar nima?
2. Energetik, transport, texnologik va kibernetika mashinalari qanday ish bajaradi?
3. Mashinadagi uzatish, bajarish va yordamchi mexanizmlar qanday funksiyalarni bajaradi?
4. Mexanizmlar qanday bo‘g‘inlardan tashkil topgan?
5. Kinematik juft va bo‘g‘in nima?
6. Kinematik juftlarning klassifikatsiyasida qanday alomatga asosan bo‘linadi?
7. Oliy va quyi kinematik juftlar nima?

2-ma’ruza. Oddiy sterjenli mexanizmlar kinematikasi

Reja:

1. Mexanizmning tarkibi.
2. MMN fanida o‘qitiladigan mexanizmning sxemasi.
3. Mexanizmning erkinlik darajasi.
4. Struktura formulalari.

Tayanch iboralar va atamalar

1. Mexanizmning erkinlik darajasi – hamma bo‘g‘inlar holatini bir xilda

- aniqlaydigan bog‘lanmagan koordinatalar soni.
2. Mexanizmning erkinlik darajasi uning kirish bo‘g‘inlar yig‘indisiga teng.
 3. Mexanizmning erkinlik darajasi u bo‘g‘inning minimal harakat variantlar soniga to‘g‘ri keladi.
 4. Harakatchanlik joyi – mexanizmning ishlashiga ta’sir ko‘rsatmaydigan bo‘g‘inning harakatchanligi.
 5. Qaytariluvchi bog‘lanish yoki ortiqcha bo‘g‘in – harakat tamoyillarini buzmaganda mexanizm olib tashlanadigan bo‘g‘in.
 6. Sterjenli mexanizm – mexanizm bo‘g‘inlari asosan sterjen ko‘rinishida bo‘ladi.
 7. Sharnirli mexanizm – mexanizm tarkibidagi kinematik juftlar sharnirdan iborat.
 8. Polzunli mexanizm – bitta polzunga ega mexanizm.
 9. Kulisali mexanizm – bitta kulisaga ega mexanizm.

Ma'ruza matni

Mexanizmning tarkibi

Oldingi ma’ruzada aytilganidek, mexanizm – oddiy bo‘g‘inlar yig‘indisidan iborat bo‘lmay, aniq harakat qiladigan qurilmalardir. Shuning uchun har bir bo‘g‘in mexanizmning tuzilishiga nisbatan konkret maqsadga ega.

Mexanizm kirish, chiqish va o‘rta bo‘g‘inlar bo‘ladi. Bundan tashqari har bir mexanizm bittadan qo‘zgalmas bo‘g‘inga ega (korpus, funament, statika) bularga qo‘zgaluvchi bo‘g‘inlar kiradi va mahkamlanib mexanizm hosil qilinadi. Qo‘zgalmas bo‘g‘in stoyka deyiladi.

Kirish bo‘g‘in – bo‘g‘in oldindan harakat oladi. Masalan, bu bo‘g‘inga mashina dvigatelidan harakat berilishi mumkin. Qoidaga asosan mexanizm bitta kirish bo‘g‘iniga ega bo‘ladi, ba’zida ko‘prok bo‘g‘inlarga ega bo‘lishi mumkin, buni kelgusida ko‘rib chiqamiz.

Chiqish bo‘g‘in maqsadli harakatlanadi, ya’ni mexanizm hosil qilishdagi harakatdir. Mexanizm bitta yoki bir qancha chiqish bo‘g‘inlariga ega.

Oraliq bo‘g‘in kirish va chiqish bo‘g‘inlariga bog‘laydi. Ular bir qancha bo‘lishi mumkin, bitta ham bo‘lishi mumkin. Ko‘pchilik mexanizmlarda oraliq bo‘g‘in bo‘lmasligi mumkin, kirish bo‘g‘ini to‘g‘ridan to‘g‘ri chiqish bo‘g‘ini bilan bog‘langandir, Masalan uchun tishli uzatma kirish va chiqish tishli g‘ildiraklardan iborat.

Hozirgi mashinalarda mexanizmning konstruktiv xilma xilligi yuqori. Mexanizmlar quyidagi turlarga bo‘linadi.

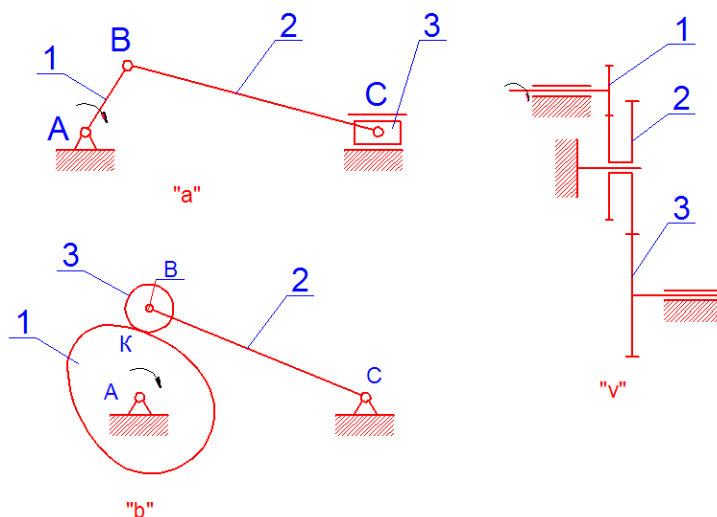
- sterjenli;
- kulachokli;
- tishli;

- friksionli;
- egiluvchan bog‘lanishli (asosan - bular zanjirli va tasmali uzatmalar);
- robot mexanizmlari;
- maxsus.

Mashinalarda keng qo‘llanadigan birinchi uch xil mexanizmlar bo‘lib, ularni MMN kursida o‘qitiladi.

2.2. Kursda o‘qitiladigan mexanizmning sxemalari.

2.1,a – rasmda sterjenli mexanizm sxemalaridan biri keltirilgan. Bu mexanizm qo‘zg‘almas bo‘g‘in (stoyka) butunligicha ko‘rsatilmay, qo‘zg‘aluvchi bo‘g‘inlar bilan kinematik juftlar hosil qilingan joylari ko‘rsatilgan. Shuning uchun qo‘zg‘almas bo‘g‘inlar son bir qancha deb o‘ylamaslik kerak, shtirixlangan bo‘g‘inlarga qarab mexanizmlarda har xil bo‘lishi mumkin, aslida mexanizm bitta qo‘zg‘almas bo‘g‘in bo‘ladi. Mexanizm bo‘g‘inlari arab raqamlari bilan belgilanadi, stoyka - nolinchi bo‘g‘in bo‘lib sxemada belgilanmaydi. Birinchi bo‘g‘in – kirish bo‘g‘ini, chiqish ko‘pincha oxirgi bo‘g‘inida strelka 2.1, b-rasmda kulachokli mexanizm sxemalaridan biri keltirilgan. Bu ham uchta qo‘zg‘aluvchi bo‘g‘inlardan tashkil topgan to‘rt bo‘g‘inli mexanizm (birinchi kirish bo‘g‘ini-kulachok), A, B va C nuqtalarda uchta quyi kinematik juftlar va K nuqtada bitta oliy (kulachok rolik bilan bog‘langan nuqtada) kinematik juftdan iboratdir.



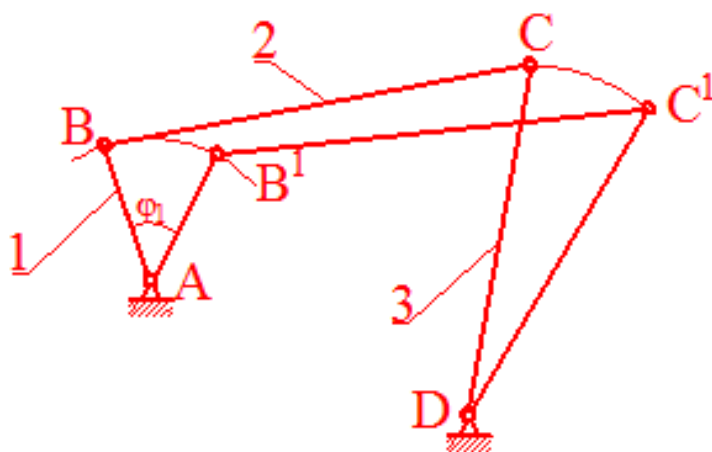
2.1-rasm

2.1, v-rasmda tishli mexanizmlardan sxemalaridan biri ko‘rsatilgan. Birinchi va uchinchi bo‘g‘in (kirish va chiqish) birlamchi tishli g‘ildiraklar bo‘lib, ikkinchi bo‘g‘in - bu ikkita har xil tish gardishiga ega bo‘lgan ikkilangan tishli gildirak (blok-shesternya). Tishli mexanizmdagi kinematik juftlar belgilanmaydi.

Mexanizmning erkinlik darajasi.

Mexanizmning erkinlik darajasi tushinchasi uning bo‘g‘inlarini minimal

variantda harakatlanishi. Buni bilish uchun ikkita richagli mexanizmlarni ko‘rib chiqamiz. 2.2-rasmda uchta harakatlanuvchi bo‘g‘inlardan iborat richagli mexanizm ko‘rsatilgan. Kirish bo‘g‘inini φ_1 burchakka buramiz (yoki bo‘g‘inga bog‘lanmagan koordinata beramiz). Bu koordinata birinchi bo‘g‘inning – AB^1 holatini aniqlaydi. Qolgan ikkita bo‘g‘inlarning holatini kertiklar (zasechek) yordamida aniqlaymiz: B^1 nuqtadan radius bilan yoy o‘tkazamiz, D nuqtadan – CD radius bo‘yicha. yoylarning kesishgan nuqtasidan C^1 hosil qilinadi, uni B^1 va D nuqtalar bilan birlashtirib 2 va 3 bo‘g‘inlarning yangi holatini topamiz.



2.2-rasm.

Natijada mexanizm hamma bo‘g‘inlarning holatini aniqlash uchun kirish bo‘g‘iniga bitta bog‘lanmagan koordinata berish kifoya. Bunday mexanizmni bitta erkinlik darajasiga ega bo‘lgan mexanizm deyiladi. U faqat bitta kirish bo‘g‘iniga, ya’ni – bo‘g‘inga ega.

Bitta bo‘g‘inni qo‘shish bilan mexanizmni murakkablashtiramiz (2.3-rasm) va yuqorida qilingan ishlarni ko‘rib chiqamiz. Birinchi bo‘g‘inni φ_1 burchakka burib (bog‘lamagan koordinata) va 2, 3, va 4 bo‘g‘inlarning holatlarini aniqlashni ko‘ramiz. Bu mumkin emas, C va D nuqtalarning yangi holatlarini kertiklar (zasechek) o‘tkazish yo‘li bilan aniqlanib bo‘lmaydi. Bu bo‘g‘inlarning yangi holatlarini aniqlash uchun 2.3 rasmda ko‘rsatilganidek 4 bo‘g‘ing o‘tkazish burchagi ya’ni bitta bog‘lanmagan koordinata berish kerak. B^1 va D^1 nuqtalarning holatini bilganda kertiklar (zasechek) usuli bilan C^1 topiladi, bu bilan hamma bo‘g‘inlarning holatlari aniqlanadi. Shunday qilib bu mexanizm hamma bo‘g‘inlarning holatlarini aniqlash uchun ikkita bog‘lanmagan koordinatalar berish kerak. Mexanizm ikkita erkinlik darajasiga ega bo‘ladi va ikkita kirish bo‘g‘inlari – 1 va 4 bo‘g‘inlar. Kirish bo‘g‘inlarining koordinatalari bog‘lanmaganligi sababli ularning aylanish yo‘nalishi va burchak tezlikligi istalgancha bo‘lishi mumkin, shundan nolg teng bo‘lishi ham mumkin. Bunday mexanizm bo‘g‘ini harakatining minimal variant sonini topish uchun, bu yoki u kirish

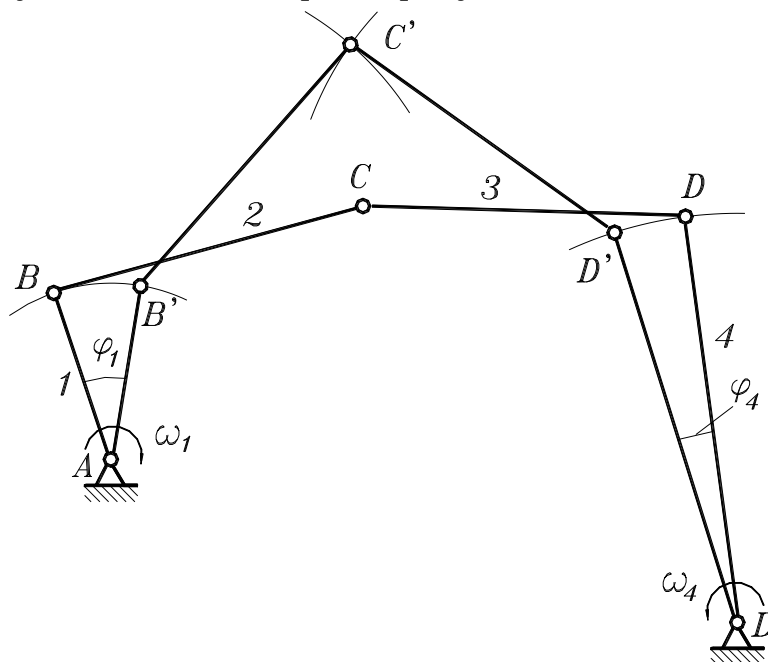
bo'g'inining burchak tezligini nolga tenglashtiramiz. Agar $\omega_1=0$, a $\omega_4 \neq 0$, unda bo'g'in harakatining birinchi variantini olamiz, agar $\omega_1 \neq 0$, a $\omega_4=0$ bo'lsa, bo'g'in harakatining ikkinchi variantini olamiz. Umumiy mexanizm bo'g'ini harakat variantlari soni chegaralanmagan.

Aytilganlardan uchta xulosa qilish mumkin:

- mexanizmning erkinlik darajasi bog'lanmagan koordinatalar soniga teng, mexanizm hamma holatini aniqlash uchun;
- mexanizmning erkinlik darajasi uning kirish bo'g'inlar soniga teng;
- mexanizmning erkinlik darajasi bo'g'in harakatining minimal soniga teng.

Ko'pchilik mexanizmlar bitta erkinlik darajasiga ega, ya'ni bitta kirish bo'g'ini bo'ladi; robot mexanizm (manipulyator) larda bittadan ortiq erkinlik darajasi bo'lishi mumkin. Bu tug'risida haqda gaplashamiz.

Agar mexanizm murakkab ko'p bo'g'inli bo'lsa, u holda struktura formulalari yordamida tahlil qilish qulaydir.



2.3.- rasm

2.4. Struktura formulalari.

XX asrning boshlarida rus olimi P.L. Chebishev tomonidan tekis mexanizmlar uchun erkinlik darajasini aniqlash struktura formulasi yaratildi.

$$W = 3n - 2p_k - p_o + s \quad (2.1)$$

bunda W- mexanizmning erkinlik darajasi;

n – qo'zg'aluvchi bo'g'inlar soni;

p_k - quyi kinematik juftlar soni;

p_o - oliy kinematik juftlar soni;

s - qaytariluvchi bog'lanishlar yoki ortiqcha bo'g'inlar soni.

Qaytariluvchi bog‘lanishlar yoki ortiqcha bo‘g‘inlar bu shunday bo‘g‘inki, uni mexanizmdan olib tashlaganda qolgan bo‘g‘inlar harakati o‘zgarishsiz qoladi. Bular oraliq bo‘g‘inlar bo‘lib, mexanizmni yuklash xususiyatini, bikirligini oshirish maqsadida qo‘yilgan. Ortiqcha bo‘g‘in struktura ko‘rinishida bo‘lishi mumkin.

Ushbu formulani yuqorida keltirilgan mexanizmlar uchun qo‘llaymiz.

2.2.-rasmda ko‘rsatilgan richagli mexanizm uchta qo‘zg‘aluvchi bo‘g‘in va to‘rtta quyi kinematik juftlar – A,B,C va D nuqtalardagi sharnirlar. Oliy kinematik juft va ortiqcha bo‘g‘inlar yo‘q.

$$W = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 = 1$$

Xulosa: mexanizm bitta chiqish bo‘g‘iniga ega.

2.3-rasmdagi richagli mexanizm to‘rtta qo‘zg‘aluvchi bo‘g‘inga va beshta quyi aylanma kinematik juftga ega:

$$W = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 5 = 2$$

Xulosa – mexanizm ikkita chiqish bo‘g‘iniga ega, ya’ni mexanizmni harakatga keltirish uchun uning ikkita bo‘g‘iniga harakat berish kerak.

Ko‘pchilik mexanizmlar bitta erkinlik darajasiga ega, bu mexanizmning tahlilida $W = 2$ kelib chiqishi ikkita kirish bo‘g‘ini bor xulosaga kelish mumkin 2.3-rasmda ko‘rsatilganidek. Ikkinchi erkinlik darajasini bo‘lishi yordamchi shartlar orqali tushintiriladi.

2.1, a-rasmda ko‘rsatilgan richagli mexanizmni ko‘rib chiqamiz: unda uchta qo‘zg‘aluvchi bo‘g‘in va to‘rtta quyi kinematik juftlar – uchta aylanma va bitta ilgarlanma.

$$W = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 = 1$$

2.1, b-rasmda kulachokli mexanizm uchun struktura formulasini yozamiz. Bu mexanizm uchta qo‘zg‘aluvchi bo‘g‘inga, A, B va C nuqtalarda uchta quyi kinematik juftlarga va K rolik kulachok bilan kontakt nuqtasida bitta oliy kinematik

$$W = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 3 - 1 = 2$$

juftga ega.

Mexanizm ikkita erkinlik darajasiga ega, bu uning ikkita chiqish bo‘g‘ini borligini bildirmaydi, bunda bitta kirish bo‘g‘ini – kulachok bor.

Ikkinchi erkinlik darajasi – rolik 2-ning aylanma harakatidir. Rolik ichi yaxshi yog‘langanda, u kulachok sirtida yumalanadi, rolik ichida tiqilganda (qisilganda) rolik 3 bo‘g‘inga nisbatan qo‘zg‘aluvchi bo‘lib, kulachok sirtida sirpanadi. Umumiy holatda rolik sirpanib yumalanadi, ya’ni uning harakati mexanizm boshqa bo‘g‘inlar harakatiga bog‘liq bo‘lmaydi. Xulosa: Mexanizm bitta bosh harakatchanlikka - 1 kirish bo‘g‘iniga va bitta joyli (mahalliy) harakatchanlikka 2 bo‘g‘in harakatiga bog‘lanmagan.

2.1, v-rasmda tishli mexanizm uchta qo‘zg‘aluvchi bo‘g‘inga (1, 2 va 3

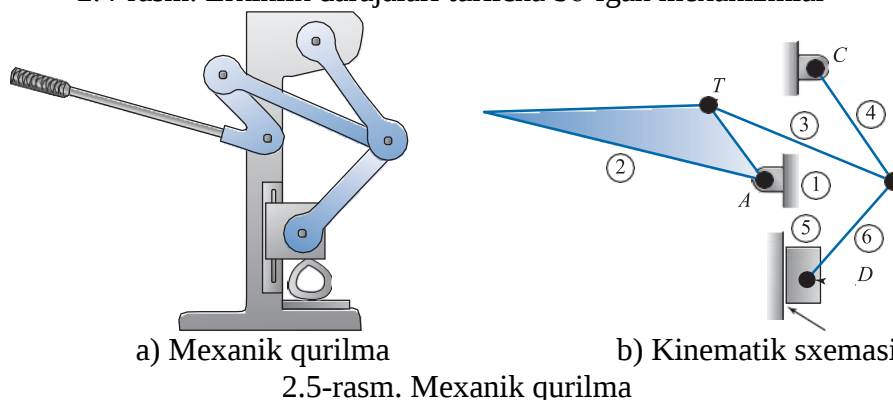
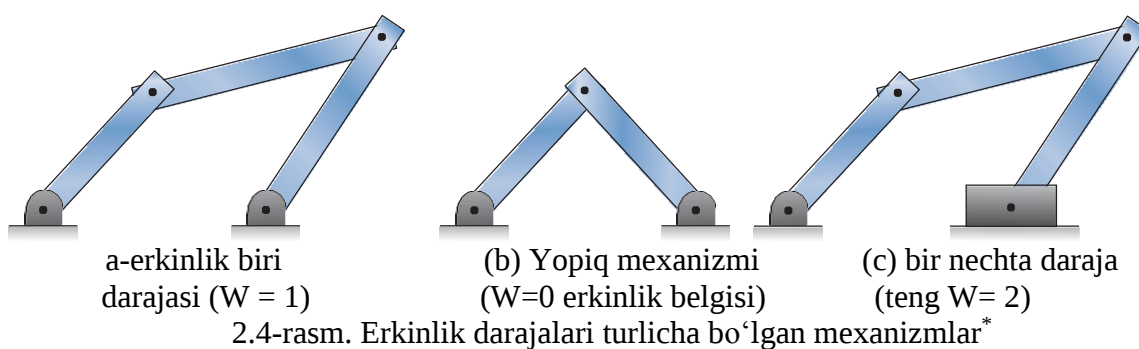
tishli g'ildiraklar), uchta quyi aylanma kinematik juftga va tishli g'ildiraklar ilashmasidagi ikkita oliy kinematik juftlarga ega:

$$W = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 3 - 2 = 1$$

Xulosa: mexanizm bitta kirish bo'g'iniga ega: 1 tishli g'ildirakka. "qaytaruvchi bog'lanish yoki ortiqcha bo'g'in" tushunchalarini yaxshi tushuntirish uchun 2.4, a-rasmdagi richagli mexanizmni ko'rib chiqamiz.

$$W = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 = 1$$

Bunday mexanizmni sharnirli parallelogram deyiladi, uning bo'g'inlari mos ravishda teng va paralleldir: birinchi bo'g'in uchinchi bo'g'inga teng va parallel, ikkinchi – stoyka AD. Bu mexanizmning erkinlik darajasi birga teng.



2.5-rasmda keltirilgan mexanizmning erkinlik darajasi quyidagicha aniqlanadi.

$$W = 3(n-1) - 2P_v - P_{iv} = 3 \cdot 6 - 2 \cdot 7 - 0 = 1$$

Agarda 4 bo'g'in 2 bo'g'inga teng va parallel bo'lmaganda, Bu to'g'ri bo'lar edi. Bu bo'g'inlar parallel bo'lganligi sababli sistema harakatga ega, bu mexanizmdir. Bo'g'in 4 struktura ma'nosida ortiqcha, ya'ni, u mexanizmdan olib tashlansa ham bo'ladi, mexanizm harakati o'zgarmaydi, bu Chebishev formulasida s q 1 orqali hisobga olingan.

Real mexanizmlarda yordamchi bo'g'inlar yuklanish qobiliyatini va

* Mashines and mechanisms. Applied kinematic and mechanisms. Fourth edition. David H. Myszka. University of Dayton. 2012y. 5, 21 va 22 betlar

bikirligini oshirish maqsadida qo'yiladi (lokomotiv, planetar reduktordagi satellitlar).

XX asrning 20 yillarida Malishev tomonidan topilgan fazoviy mexanizmlar uchun erkinlik darajasini topish formulasi:

$$W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1 + s \quad (2.2.)$$

bu yerda: p_1, p_2, p_3, p_4 , va p_5 - kinematik juftlar soni, klassi uning indeksiga mos ravishda.

Masalan tariqasida fazoviy mexanizmlarning erkinlik darajasini topish uchun bajaruvchi mexanizm robot - manipulyatorni ko'rib chiqamiz. Bu mexanizmlar tamoyili bo'yicha oldingi mexanizmlardan farq qiladi. 2.1-2.4 rasmlarda ko'rsatilgan mexanizmlar, minimum ikkita stoykaga ega (shtrixovka). Bunday mexanizmlarni yopiq, ya'ni ular kinematik zanjiri kirish bo'g'ini va stoyka bilan bog'langan kinematik juftdan boshlanadi, yana chiqish bo'g'ini stoyka orqali bog'lanib yopiq konturni tashkil etadi.

Manipulyator mexanizmlari ochiq kinematik zanjirdan iborat bo'lib, faqat bitta qo'zg'aluvchi bo'g'ini stoyka orqali kinematik juft hosil qiladi.

2.6,a-rasmda M-22 transport robotining manipulyator sxemasi ko'rsatilgan. Bu manipulyator uchta qo'zg'aluvchi bo'g'inga, uchinchi bo'g'in obyektini yuritishda ushlash qobiliyatiga ega. Kinematik juftlar: A nuqtada - IV klass silindrik, B nuqtada V klass ilgarilanma va C nuqtada III klass sferik.

Manipulyatorning erkinlik darajasini aniqlash uchun Malishev formulasidan foydalanamiz:

$$W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1 + s$$

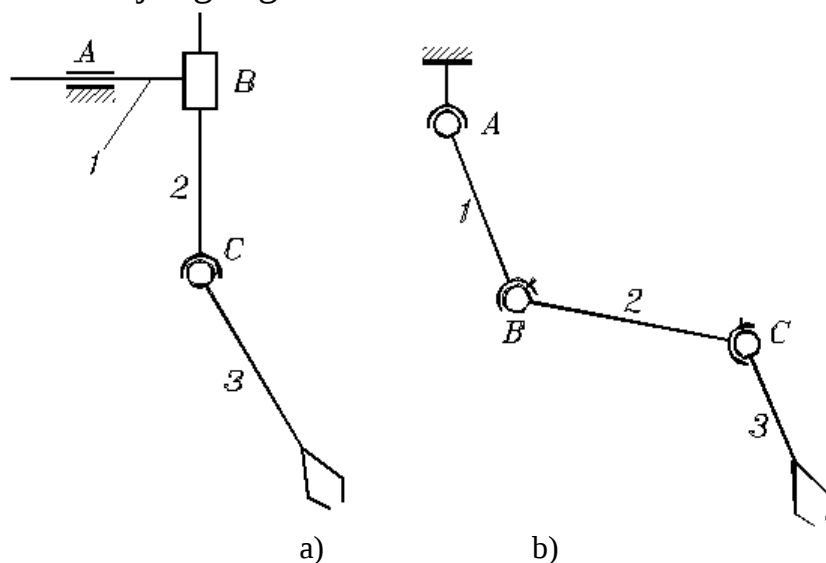
Manipulyator hamma bo'g'inlarning holatlarini aniqlash uchun oltita bog'lanmagan koordinatalar berishimiz kerak. Har bir koordinatani boshqarish uchun alohida dvigatellar yoki bitta dvigateldan uzatma, boshqaruv muftalari orqali harakatga keltirish mumkin.

Manipulyatorlar tahlilidan kelib chiqib: xulosa qilinadiki, yuqorida ko'pchilik mexanizmlar bitta erkinlik darajasiga ega deyilgan edi, bu yopiq mexanizmlar uchun, manipulyatorlar uchun esa bu to'g'ri kelmaydi.

Manipulyatorlarning erkinlik darajasi kinematik juftlarning harakatchanlik yig'indisiga teng. Shuning uchun erkinlik darajasini hisoblashni Malishev formulasi bo'yicha emas, balki kinematik juftlarning harakatchanligi bo'yicha olib borish mumkin.

2.6, b-rasmda berilgan Maskot yuruvchi robot manipulyatorining sxemasini Masalan tariqasida ko'rib chiqamiz. Unda uchta qo'zg'aluvchan bo'g'in, A nuqtada bitta sferik kinematik juft va B va C nuqtalarda ikkita sferik barmoqli juftlar. Sferik juftlar uchta harakatchanlikka ega, a sferik barmoqli juftlar - ikkita harakatchanlikka, shunday qilib, manipulyator

yettita erkinlik darajasiga ega.



2.6-rasm

Nazorat savollari:

1. Mexanizm qanday bo'g'inlardan tashkil topgan?
2. MMN kursida qanday mexanizmlar o'qitiladi?
3. Mexanizmning erkinlik darajasi nima?
4. Malishev va Chebishev struktura formulalari nima bilan farq qiladi?
5. Mexanizmning erkinlik darajasi nimaga mos keladi?
6. Robot mexanizmlarni boshqa mashinaning mexanizmlaridan nima bilan farq qiladi?
7. Sterjenli mexanizm nima?
8. Oddiy sterjenli mexanizm nechta bo'g'indan tashkil topadi?
9. Oddiy sterjenli mexanizmning nomlanishi qanday?
10. Sharnirli, polzunli va kulisali mexanizmning bosh xususiyatlari nimadan iborat?
11. Oddiy sterjenli mexanizmlar qayerda va qanday foydalaniladi?
12. Silkinuvchi gidrotsilindrli mexanizm qanday hosil qilinadi?

3-ma'ruza. Mexanizmlar nazariyasi. Tekis sterjenli mexanizmlar. Tuzulishning xususiyatlari

Reja:

1. Sterjenli mexanizmlar ta'rifi.
2. Oddiy mexanizmning bo'g'inlari.
3. Oddiy sterjenli mexanizmlar – xili va nomlanishi.
4. Sharnirli sterjenli mexanizmlar.
5. Polzunli mexanizmlar.
6. Kulisali mexanizmlar.

Tayanch soʻzlar

1. Sterjenli mexanizm – mexanizm boʻgʻinlari asosan sterjen koʻrinishida boʻladi.
2. Sharnirli mexanizm – mexanizm tarkibidagi kinematik juftlar sharnirdan iborat.
3. Polzunli mexanizm – bitta polzunga ega mexanizm.
4. Kulisali mexanizm – bitta kulisaga ega mexanizm.

Ma'ruza matni

Turli mexanizmlar ta'riflari

Mexanizm nazariyasi – MMN kursining eng katta boʻlimi. U mashinalarda keng qoʻllaniladigan mexanizmlarning tuzilishi asosini va funksiyasini oʻrgatadi. Sterjenli, kulachokli va tishli mexanizmlar quyidagi punktlar boʻyicha oʻrganiladi:

- tuzilish xususiyatlari;
- kinematika;
- kuchli nisbatlar;
- loyihalash.

Sterjenli mexanizmlar. Tuzilishning xususiyatlari

Sterjenli mexanizmlarda asosan boʻgʻinlar sterjen holatida boʻladi. Ular konstruktiv har xil holatlarda tayyorlanishi mumkin, ammo asosida – boshqa boʻgʻinlar bilan bogʻlanish maqsadida oxiri kinematik juft elementlari bilan joylashtirilgan.

Mexanizm boʻgʻinlarining funksional nomlanishi har xil boʻlishi mumkin, boʻgʻinning nomlanishi uning funksional ish bajarishiga mos kelishi kerak. MMN kursida mexanizmlar eng umumiy holatda oʻrganiladi va biz mexanizmning funksional nomlanishi va uning boʻgʻinlarining xossalari bilan birgalikda oʻrganamiz.

Sterjenli mexanizmlar harakati nuqtayi nazardan boʻgʻinlar olti tipga boʻlinadi: krivoship, koromislo, polzun, shatun, tosh va kulisa.

Ularni toʻla koʻrib chiqamiz.

Krivoship – qoʻzgʻalmas nuqta atrofida toʻla aylanma harakat qiluvchi boʻgʻin (3.1, a-rasm). Koʻpincha krivoship mexanizmning kirish boʻgʻini boʻlib, uning sxemasiga aylanish yoʻnalishini koʻrsatuvchi strelka qoʻyiladi.

Koromislo – qoʻzgʻalmas nuqta atrofida silkinib harakatlanuvchi boʻgʻin (3.1, b-rasm), yaʼni, aniq burchak oraliqida qaytishchi harakatdir. Krivoship sxemasidan farqli bu yerda aylanma strelka yoʻq, baʼzi hollarda koromislo ikki yelkali richag koʻrinishida tasvirlanadi (3.1, v-rasm).

Polzun – qoʻzgʻalmas yoʻnalish boʻyicha harakatlanuvchi boʻgʻin. Koʻpincha bu yoʻnalish toʻgʻri chiziqli boʻlib, polzunning harakati qaytishchi-ilgarilanmadir. Sxemada polzun toʻgʻri turtburchak shaklida

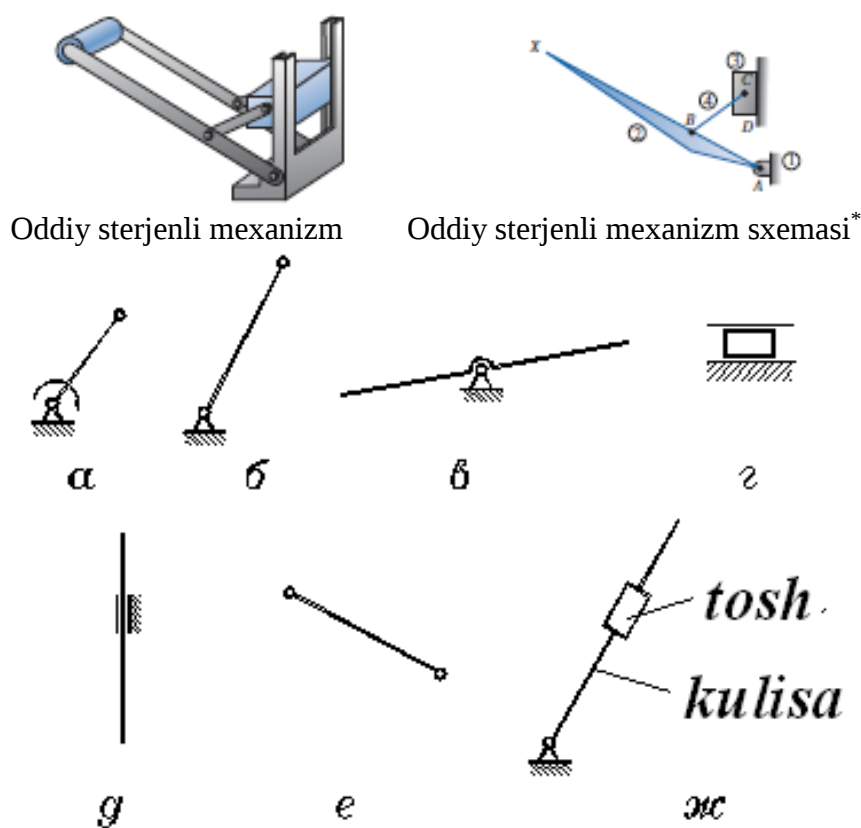
ko'rsatiladi (3.1, g-rasm), ba'zida – sterjenga o'xshash (3.1, d-rasm).

Shatun – tekislikda murakkab tekis harakat qiluvchi bo'g'in. Shatun stoyka bilan kinematik juft hosil qilmaydi (3.1,e-rasm), boshqa qo'zg'aluvchi bo'g'inlar bilan bog'lanadi.

Tosh – qo'zg'aluvchan yo'nalishda harakatlanuvchi bo'g'in; qo'zg'aluvchan yo'nalishga **kulisa** deyiladi (3.1,j-rasm) tosh va kulisa alohida qo'llanilmaydi, ular yagona bo'linmaydigan bo'g'inlar guruhini tashkil etadi. Kulisalar yo'naltiruvchi to'g'ri chiziqdan iborat. Kulisa toshning qo'zg'aluvchan hamma xildagi harakatlarni bajaradi: oddiy-aylanma, silkinma, ilgari lama, murakkab, ya'ni kulisa-krivoship, kulisa-koromislo, kulisa-polzun va kulisa -shatun bo'lishi mumkin.

Sterjenli mexanizmlar shunday bo'g'inlar birikmasidan tashkil topadi. Murakkab sterjenli mexanizm konstruksiyasining asosida oddiy biz o'qiydigan predmet yotadi.

Oddiy sterjenli mexanizmlar to'rt bo'g'inli bo'lib, ular uchta qo'zgaluvchan bo'g'in va stoykadan iboratdir. Bu mexanizmlarning nomlanishi kirish va chiqish bo'g'inlarining nomlanishidan kelib chiqadi. Oddiy sterjenli mexanizmlar sharsimon, polzunli va kulisaliga bo'linadi. Bularning har birini alohida ko'rib chiqamiz.



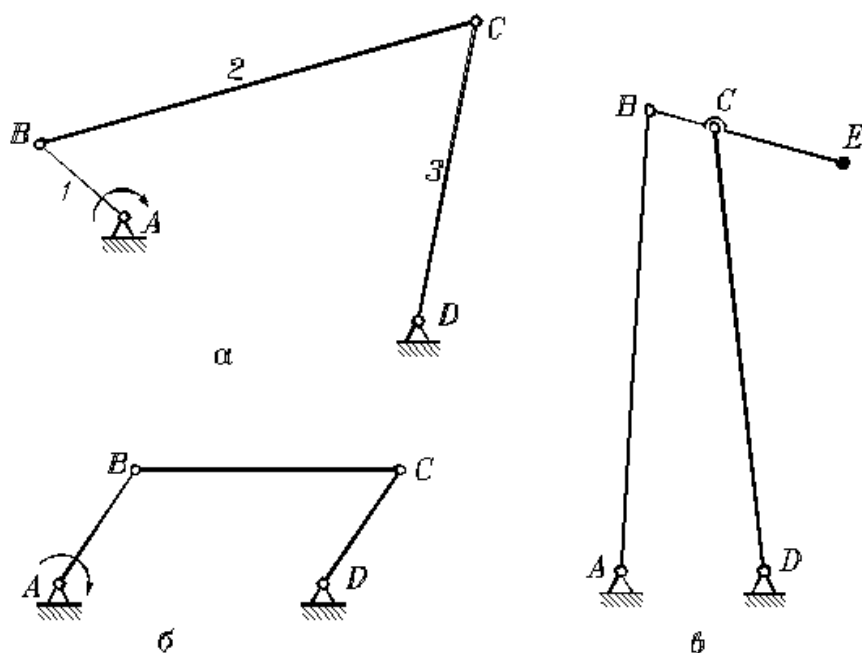
3.1-rasm

* Mashines and mechanisms. Applied kinematic and mechanisms. Fourth edition. David H. Myszka. University of Dayton. 2012y. 10 bet

Sharnirli-sterjenli mexanizmda hamma kinematik juftlar – aylanma. 3.2,a-rasmda keng qoʻllaniladigan sharnirli mexanizm sxemasi keltirilgan: 1-boʻgʻin (kirish) – krivoship, 2-boʻgʻin (oraliq) – shatun, 3-boʻgʻin (chiqish) – koromislo. Krivoship-koromisloli mexanizm deyiladi. U krivoshipning aylanma harakatini koromisloning silkinish harakatiga aylantiradi. Texnologik mashinalarning bajaruvchi mexanizmi sifatida (presslar, maydalaydigan moslamalar, yigiruv dastgohlar, va h.k.) va yordamchi mexanizm sifatida foydalaniladi.

3.2,b-rasmda ikki krivoshipli mexanizm koʻrsatilgan, uni sharnirli parallelogram mexanizm ham deyiladi, boʻgʻinlari parallel va tengdir. Kirish va chiqish boʻgʻinlari sinxron aylanadi, shatun esa parallel tekislikda murakkab harakatlanadi. Lokomotivning juft yetaklovchi gʻildirak mexanizmidan va baʼzi texnologik mashina mexanizmlarida foydalaniladi.

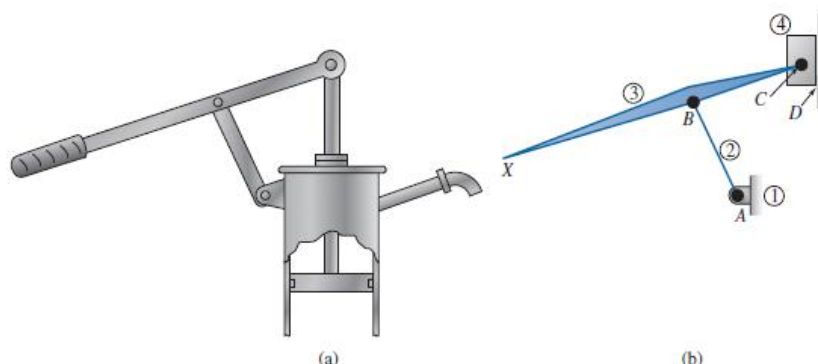
Ikki koromisloli mexanizm 3.2,v-rasmda keltirilgan, koʻtarish kranining asosini tashkil etib, 1 va 3 koromislolar stoyka atrofida silkinuvchi boʻlib, 2-shatun esa kranning strelkasi E nuqtada toʻgʻri chiziq boʻylab kichik burrchakka siljiydi.



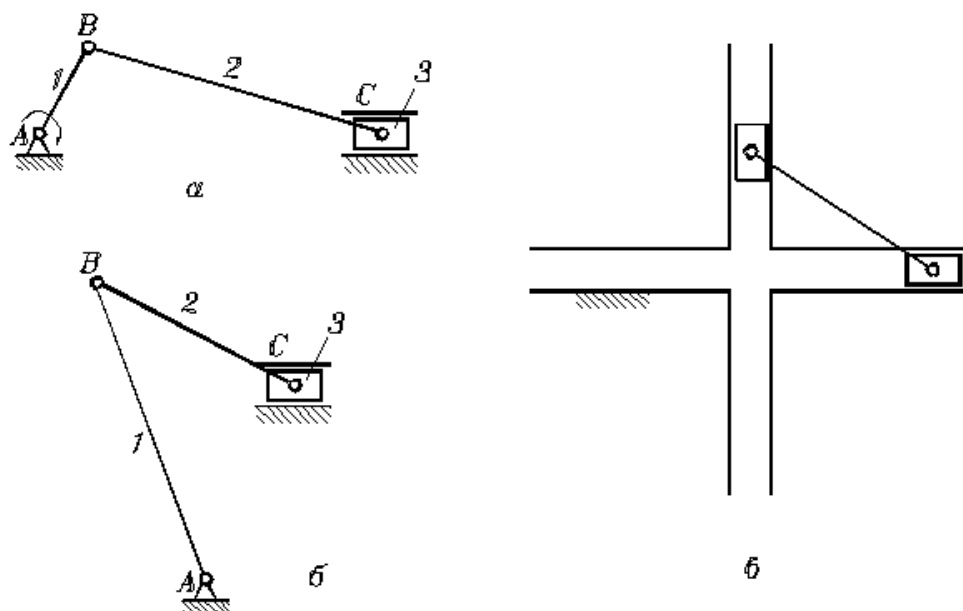
3.2-rasm.

Polzunli sterjenli mexanizmlar bitta polzunga egadir. 3.3a-rasmda texnikada keng qoʻllaniladigan mexanizm keltirilgan, u 2-krivoshipning aylanma harakatini 4-polzunli qaytishchi-ilgarilama harakatga aylantirib beradi; shatun oraliq boʻgʻin hisoblanadi. Bu mexanizmni krivoship-polzunli deyiladi. Mexanik press, porshenli kompressorlar, yigiruv mashinalar yordamchi mexanizm sifatida foydalaniladi. Agar mexanizmning kirish boʻgʻini polzun boʻlsa, bu porshenli ichki yonuv dvigatelining mexanizmi boʻladi.

Koromislo-polzunli mexanizm, ya'ni, koromisloli kirish mexanizmi va kiruvchi polzun ancha qiyin mexanizmlarning asosiy qismi hisoblanadi (3.3,b-rasm).



3.3-rasm. Polzunli sterjenli mexanizmlar*



3.4-rasm. Polzunli sterjenli mexanizmlar

Ikki polzunli mexanizm (3.3,v-rasm) keng ma'lum, bu mexanizm ellipsograf deyiladi. Bu mexanizmni ishlashida shatundagi istalgan nuqta ellips chizadi, parametrlari shatundagi nuqtaning holatiga bog'liq. Agar nuqta shatunning o'rtasida joylashsa, unda ellips aylanaga aylanadi. Bu mexanizmning ishlashida kirish bo'g'ini ketma – ket birinchi polzun, so'ng ikkinchi polzun chetki holatlarni egallaydi. Bu mexanizmni ichki yonuv dvigatelining asosiy mexanizmi sifatida foydalanish mumkin.

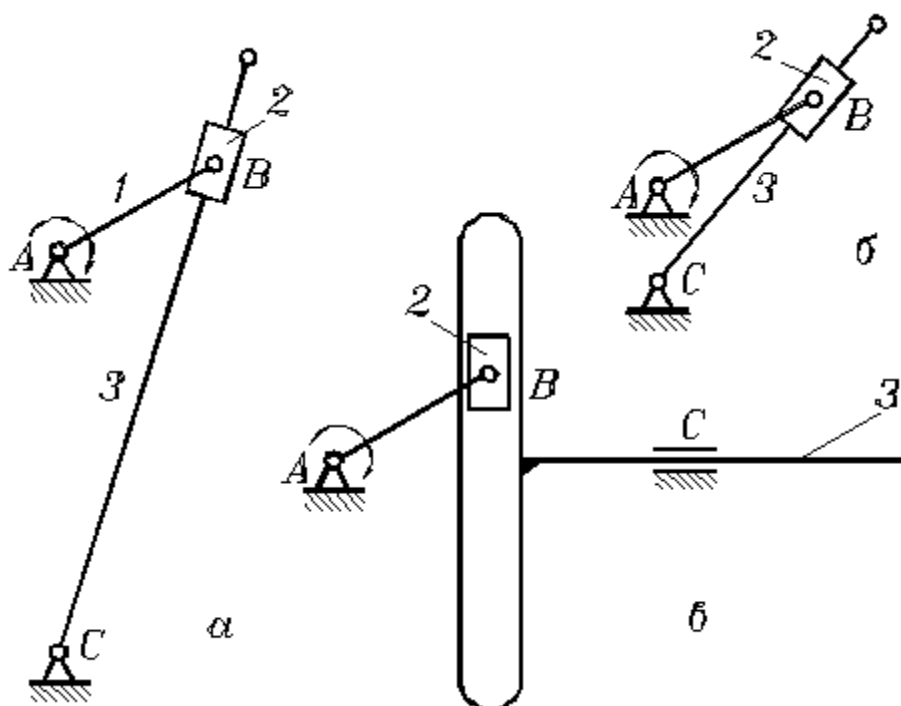
Kulisali mexanizmlar garchi bitta kulisaga ega bo'lishi kerak. 3.4,a-rasmda silkinuvchi kulisali krivoship-kulisali mexanizm sxemasi keltirilgan: bunda kirish bo'g'ini 1-krivoship, oraliq 2-tosh, chiqish 3-kulisa. Mexanizm krivoshipning aylanma harakatini kulisaning silkinish harakatiga

* Mashines and mechanisms. Applied kinematic and mechanisms. Fourth edition. David H. Myszka. University of Dayton. 2012y. 22 bet

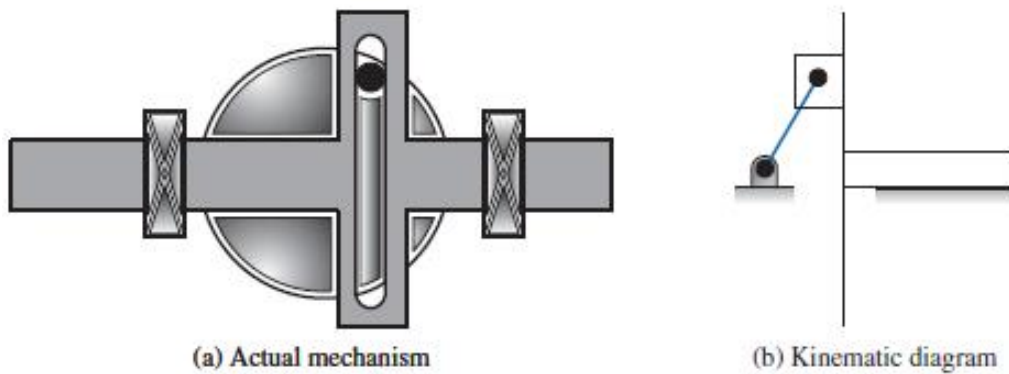
aylantiradi. Ba'zi texnologik mashinalar bajaruvchi va yordamchi mexanizm sifatida qo'llaniladi.

Agar bunday mexanizmlar krivoshipning aylanish o'qi va kulisaning tebranish nuqtasi oralig'ini (AC 3.4,a-rasmda) AB krivoship uzunligidan kichik olinsa, unda mexanizm silkinuvchi kulisali o'rniga aylanuvchi kulisali mexanizm bo'ladi (3.4,b-rasm), bu aylanish xarakateri AB va AC o'lchamlarning o'lchamlarning nisbatiga bog'liq. Yuqorida aytilganidek, kulisa harakatdagi yo'nalish sababli, u tekislikda istalgan harakatni qilishi mumkin – oddiy (aylanma yoki ilgarilanma) yoki murakkab. 3.4,v-rasmda kulisa igarilanma harakatlanuvchi krivoship-kulisali mexanizm ko'rsatilgan. 3-kulisa polzun hisoblanadi, unda 2-toshning harakatlanishi uchun chuqurcha qilingan. Bunday mexanizmlar press va nasoslarning bajaruvchi mexanizmi sifatida foydalaniladi.

Ko'pchilik mashinalarda kulisali mexanizmlar silkinuvchi gidrotsilindr mexanizmi o'rnida foydalaniladi. Bunday mexanizmlarni koromislo-kulisali deyiladi. 3.5-rasmda tosh va kulisaning shartli belgilanishlari bilan uning sxemalarini o'zgartirilganligi ko'rsatilgan (3.5,a-rasm), sekin-asta o'zgartirish yordamida (3.5,b va 3.5,v -rasmlar) sxemaga maxsus shartli belgilarda tosh shtok ko'rinishida porshen bilan va kulisa gidrotsilindr ko'rinishida (3.5,g-rasm) keltirilgan. 3.6,a-rasmda ko'rsatilgan mexanizm, samosval avtomobil kuzovini ag'darish mexanizmi, 3.6,b-rasmda – samolyotning oyoq shassisini kiritish mexanizmi ko'rinishida tasvirlangan.

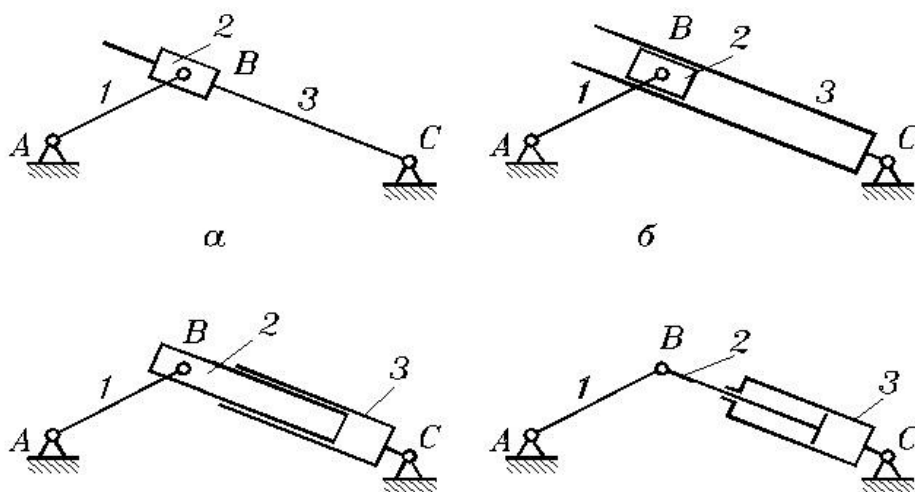


3.4-rasm. Polzunli sterjenli mexanizmlar

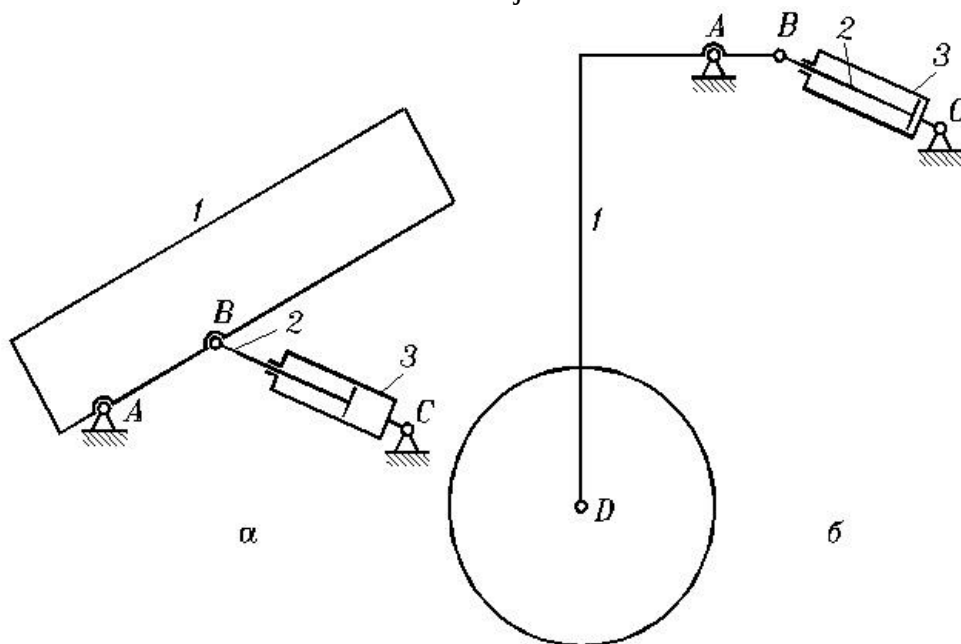


3.5-rasm. Polzunli sterjenli mexanizmlar

Silkinuvchi gidrotsilindrli o'xshash mexanizmlarda kirish bo'g'ini shtok porshen bilan bo'lib (ya'ni kulisali mexanizm toshi), unga harakat gidrosistemadagi suyuqlikning bosimi bo'yicha beriladi.



3.6-rasm. Polzunli sterjenli mexanizmlar



3.7-rasm.

Nazorat savollari:

1. Sterjenli mexanizm nima?
2. Oddiy sterjenli mexanizm nechta bo'g'indan tashkil topadi?
3. Oddiy sterjenli mexanizmning nomlanishi qanday?
4. Sharnirli, polzunli va kulisali mexanizmning bosh xususiyatlari nimadan iborat?
5. Oddiy sterjenli mexanizmlar qayerda va qanday foydalaniladi?
6. Silkinuvchi gidrotsilindrli mexanizm qanday hosil qilinadi?

4-ma'ruza. Oddiy sterjenli mexanizmlar kinematikasi. Tezlik va tezlanish rejalari

Reja:

1. Oddiy sterjenli mexanizmlar kinematikasini o'qitishdan maqsad va vazifalari.
2. Mexanizm bo'g'inlarining holatini qurish va u nuqtaning traektoriyasi.
3. Tezlik va tezlanish turlari.
4. Krivoship-polzunli mexanizm tezlik rejasi.
5. Uzatish nisbati va uning turlari.
6. Krivoship-polzunli mexanizm tezlanish rejasi.

Tayanch iboralar va atamalar

1. Kinematika – mexanizmlarda mumkin bo'lgan harakatlarni o'rganadi.
2. Absolyut tezlik – stoykaga nisbatan nuqtaning tezligi.
3. Nisbiy tezlik – bo'g'indagi bir nuqtaning boshqa nuqtasiga nisbatan tezligi (shatun uchun).
4. Relyativ tezlik – bir bo'g'indagi nuqtaning boshqa bo'g'indagi mos ravishda tushgan nuqtasiga nisbatan tezligi (kulisali mexanizmlar uchun).
5. Tezlik rejasi – absolyut, nisbiy va relyativ tezlik vektorlaridan qurilgan ko'pburchak; absolyut tezlik vektorlari tezliklar rejasidan qutib "p" dan chiqadi, bu vektorlarning oxirlarini birlashtiruvchi vektorlar nisbiy va relyativ tezlik hisoblanadi.

Ma'ruzalar matni

Oddiy sterjenli mexanizmlar kinematikasini o'qitishdan maqsad va vazifalar.

Kinematikani o'qitishdan maqsad (kinematik tekshirish yoki kinematik tahlil) nazariy mexanika kursida ta'riflangan, bu mumkin harakatlarni aniqlash. Mexanizm tadbiqu – bo'g'in va unga tegishli nuqtaning mumkin bo'lgan harakatlarini aniqlash, ya'ni, mexanizm bo'g'inlariga ta'sir etuvchi kuch va momentlarni hisobga olmagan taqdirda mumkin bo'lgan harakatdir.

Kinematik tekshirish vazifalari:

- mexanizmni ishlash protsessida bo‘g‘inlarning holatini va bo‘g‘in nuqtalarining traektoriyasini aniqlash;
- bo‘g‘in va unga tegishli nuqtalarning tezligini aniqlash;
- mexanizmga uzatish nisbatini hisoblash;
- bo‘g‘in va unga tegishli nuqtaning tezlanishini aniqlash;

Ko‘rsatilgan masalalar analitik, grafik va grafoanalitik metodlarda yechilishi mumkin. har bir masalani yechimini ko‘rib chiqamiz.

Mexanizm bo‘g‘ini holatlarini va unga tegishli nuqta traektoriyasini qurish.

Mexanizmni ishlash protsessida bo‘g‘in holatlarini qurish ko‘pincha grafik usulidan kertiklar (zasechek) usulidan foydalangan holda olib boriladi. Mexanizmni bir qancha siljirilgan holatlarini qurishda, ya’ni, mexanizm qo‘zg‘almas nuqtalari bitta joyni egallaydi. Qoidada juft sonli holatlar quriladi – 6, 8 yoki 12, mos ravishda kirish bo‘g‘inidagi aylana teng bo‘laklarga bo‘linadi. Buni markaziy bo‘lmagan krivoship-polzunli mexanizm Masalanida ko‘ramiz, ya’ni, polzunning harakat yo‘nalish chizig‘i krivoshipning aylanish o‘qidan o‘tmagan holat uchun (4.1-rasm).

Mexanizm sxemasi uzunlik masshtabida chizilgan. Mashina va mexanizmlar nazariyasi kursida shunday masshtablar qo‘llaniladiki, ular haqiqiy uzunlik qiymatini chizmadagi qiymatga nisbatan olinadi. Uzunlikning chizmadagi qiymati – millimetrlarda o‘lchanadigan kesma, haqiqiy qiymatning o‘lchov birligi esa, parametrlarning xiliga bog‘liq bo‘lib, masshtabda ular massa, burchak, moment, tezlik va h.k.bo‘lishi mumkin. Uzunlikning masshtabi haqiqatda uzunlik bo‘lib, metrda o‘lchanadi. Masshtablar μ grek harfida mos ravishda indeks bilan belgilanadi: hozirgi holatda – uzunlik indeksi 1:

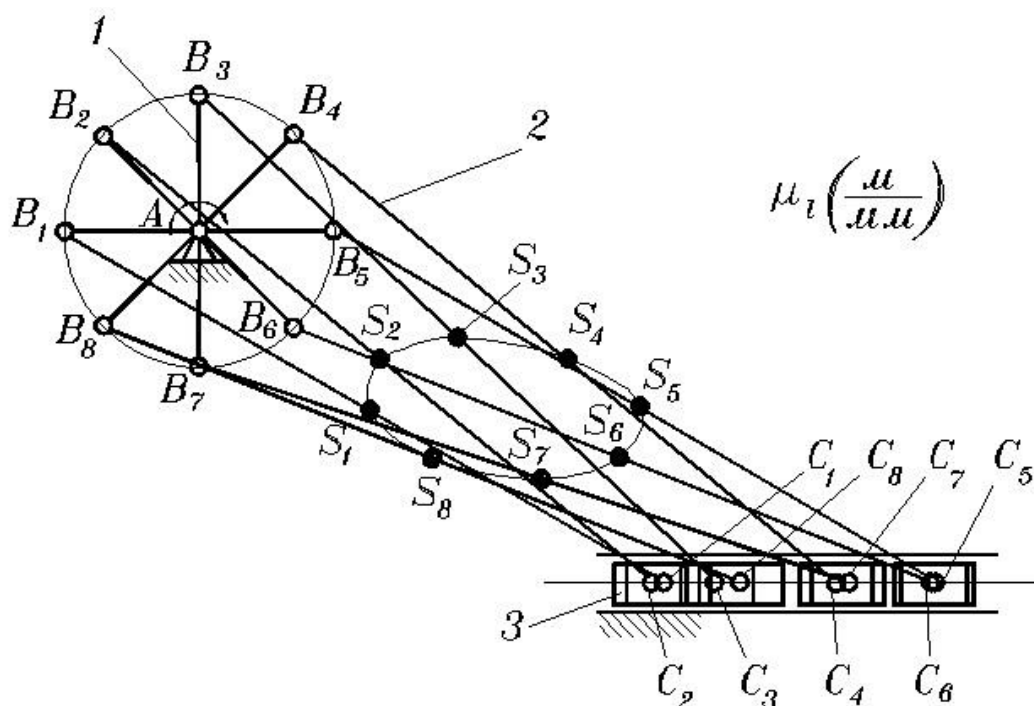
$$\mu_l = \frac{l}{1} \left(\frac{m}{mm} \right) \quad (4.1)$$

bu yerda: l – haqiqiy uzunlik “metr”larda;

l - bu uzunlikning sxemadagi ko‘rinishi “mm”larda.

Krivoship-polzunli mexanizmning siljirilgan holatlarini quyidagicha quriladi. 4.1-rasmda mexanizmning 8 ta siljirilgan holatlari ko‘rsatilgan. Birinchi galda bu mexanizmning birinchi pozitsiyadagi holati ko‘rsatiladi; bu istalgan holat bo‘lishi mumkin, Masalan uchun, krivoshipning gorizontol holati. Bundan keyin krivoship B nuqtaning traektoriyasi (aylana) va polzun C nuqtasi (to‘g‘ri chiziq) chiziladi. B nuqta traektoriyasidagi aylana 8teng bo‘lakka bo‘linib, krivoshipning 8ta teng joylashtirilgan holatlari aniqlanadi. So‘ng, har bir B nuqtadan shatun uzunligiga teng radiusda polzun C nuqtasining traektoriyasi to‘g‘ri chiziqqa kertik (зачека)

o'tqaziladi. Krivoship B nuqtasiga mos ravishda polzunning holatlari aniqlanadi. SHatunning har bir holatida S nuqtalarni egri chizig'i bilan birlashtirib, uning traektoriyasini hosil qilamiz.



4.1-rasm

Krivoship-koromisli mexanizmlarni siljirilgan holatlarini qurish oldingiga o'xshash bo'lib, bunda krivoship nuqtalaridan shatun uzunligiga teng radiusda koromislo nuqtasining traektoriyasidagi aylanaga kertik (зачека) o'tqazish bilan aniqlanadi (4.2-rasm.)

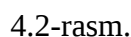
Krivoship-kulisali mexanizmlarni siljirilgan holatlarini qurish oson, krivoship, tosh va kulisa nuqtalari ustma-ust tushadi (4.3-rasm.) Krivoship uzunligi va krivoship, kulisaning aylanish o'qlari orasidagi masofaga qarab, kulisa aylanma yoki tebranma harakat qilishi mumkin.

Bo'g'in va unga tegishli nuqtaning tezligini aniqlash.

Oldin sterjenli mexanizm tezlik va klassifikatsiyalarini ko'rib chiqamiz. Tezlik to'g'risida gapirilgan fikrlar tezlanishga ham taalluqlidir.

Tezlik – burchak va chiziqligiga bo'linadi.

Bo'g'inlar burchak tezlikka ega bo'ladi, shatun ham, har bir vaqt oralig'ida qandaydir nuqta atrofida aylanyapti deb faraz qilish mumkin (absolyut harakatdagi oniy aylanishlar markazi yoki nisbiydagi sharnir bo'g'in). Polzun bundan mustasnodir, u ilgarilanma harakatlanadi. Odatda burchak tezlik grek harifi ω (omega) bilan belgilanadi va ular rad/s larda o'lchanadi. Burchak tezlik ikki yo'nalish bo'yicha harakatlanadi: soat strelkasi yo'nalishi bo'yicha va soat strelkasiga qarama-qarshi. Chiziqli tezlikka bo'g'in nuqtalari va ilgarilanma harakat qiluvchi polzun kiradi.

$$\mu_i\left(\frac{\mu}{\mu\mu}\right)$$


$$\mu_1\left(\frac{\mathcal{M}}{\mathcal{M}\mathcal{M}}\right)$$



Nisbiy tezlik – bo‘g‘indagi bir nuqtaning ikkinchi nuqtasiga nisbatan tezligi. Asosan shatundagi nuqtalarning nisbiy tezliklarini ko‘rib chiqamiz.

Masalan, V_{CB} C nuqtaning B nuqtaga nisbatan tezligi.

Relyativ tezlik – bir bo‘g‘indagi nuqtani mos ravishda tushuvchi boshqa bo‘g‘indagi nuqtaga nisbatan tezligi. Bu tezlikni kulisali mexanizmlarda ko‘rib chiqamiz. V nuqta (3.4-rasm) 1-krivoship, va 2-toshda sharnir holatda tosh krivoship bilan bog‘langandir; shu vaqt oralig‘ida bu nuqta 3-kulisadagi nuqta bilan ustma-ust tushadi. $V_{B_3B_1}$ (yoki $V_{B_3B_2}$) relyativ tezlik – kulisadagi V_3 tezlikning krivoshipdagi B_1 nuqtaga nisbatan tezlik (yoki B_2 toshdagi nuqtaga). Tosh va kulisaning bir-biriga nisbatan ilgariylanma harakatini hisobga olgan holda, relyativ tezlik bu kulisani toshga nisbatan tezligi.

Tezliklarni aniqlashda grafoanalitik va analitik metodlar mavjud. Grafoanalitik metodlardan eng ko‘p tarqalgani tezlik rejasi va kinematik diagrammalar usuli. Analitik metodlar va kinematik diagrammalar keyinroq ko‘rib chiqiladi. Bu yerda tezliklarni aniqlashni tezliklar rejasi yordamida ko‘rib chiqamiz.

Tezliklar rejasi – absolyut, nisbiy va relyativ tezlik vektorlarda aniq masshtablarda qurilgan ko‘pburchak. Buning yordamida mexanizmni oniy chiziqli va burchakli tezliklar berilgan holatlar uchun aniqlanadi (huddi shunday uzatishlar nisbatan ham topiladi, bu to‘g‘rida keyinroq gaplashamiz). Bu ko‘pburchakda absolyut tezlik vektorlar tezlik rejasining qutbidan tashqariga qarab yo‘nalgan bo‘ladi, nisbiy tezlik vektorlari esa, absolyut tezlik vektorlarining oxirlarini birlashtiruvchi vektorlardir.

Krivoship-polzunli mexanizmning tezliklar rejasi masalasida ko‘rib chiqamiz. Masalaning berilgan qiymati mexanizmning geometrik parametrlari hisoblanib, u μ_1 kinematik sxemasi qurilgan (4.4-rasm) va uning kirish kinematik parametri – ω_1 qo‘zg‘almas o‘zgarmas burchak tezlikka egadir.

Krivoship V nuqtasining chiziqli tezligi ma’lum formuladan topish mumkin.

$$V_B = AB \cdot \omega_1 \quad (4.2)$$

Bu tezlik vektori istalgan tezlik masshtablarda qurilgan tezlik rejasidir. Tezlik masshtabi

$$\mu_v = \frac{v}{c} \left(\frac{m}{c \cdot mm} \right) \quad (4.3)$$

bu yerda: v - haqiqiy chiziqli tezlik m/s da;

$\bar{v}$ - bu tezlik vektorining chizmadagi ifodasi mm da qurilishni va hisoblashni yengillashtirish maqsadida tezlik masshtabini istalganicha olmasdan, uni krivoship B nuqtasining tezlik vektorini chizmadagi ifodasini mexanizm sxemasidagi krivoship uzunligiga teng qilib olinsa maqsadga muvofiq bo‘ladi, ya’ni $v \perp AB$. Unda (4.2) ni hisobga olganda tezlik masshtabi:

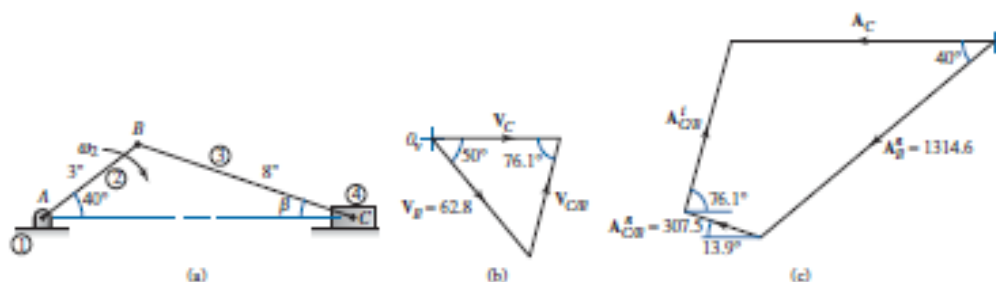
$$\mu_v = \frac{v_B}{v_B} = \frac{AB \cdot \omega_1}{AB}$$

(4.1) ni hisobga olib, quyidagini hosil qilamiz:

$$\mu_v = \mu_l \omega_1 \left(\frac{m}{c \cdot mm} \right) \quad (4.4)$$

Bu holatda aylanuvchi bo'g'in nuqtasining chizmadagi ifodasi bo'g'indagi bu nuqtaning radius-vektorining joylashuv ifodasiga teng bo'lsa, bunday tezlik masshtabini bosh bo'g'in masshtabi krivoship masshtabi deyiladi. Tezliklar rejasini ko'rsatilgan masshtabda quramiz (4.4-rasm). qutb p dan krivoship B nuqtaning tezlik vektorini, uning burchak tezligi yo'nalishiga mos ravishda o'tqazamiz. Bu vektor yuqorida aytilganidek mexanizm sxemasidagi krivoship uzunligiga teng va perpendikulyar bo'ladi, ya'ni $pB \perp AB$. Shatunga o'tamiz. B nuqta krivoshipga tegishli bo'lmasdan shatunga ham tegishlidir, shuning uchun shatundagi B nuqtaning tezligi, krivoshipdagi B nuqtaning tezligi hamdir. B nuqtaning kinematik parametrlari bir xil.

Shatun tekislikda murakkab harakalanadi, ya'ni, uning harakati B nuqtaning ko'chirma, ilgarilanma va B nuqta atrofida aylanma harakatidan iborat.



4.4-rasm*

Shatundagi C nuqtaning tezligini aniqlash uchun quyidagi vektor tenglamani yechish kerak:

$$\overline{v_C} = \overline{v_B} + \overline{v_{CB}} \quad (4.5)$$

C nuqta shatunga tegishli bo'lish bilan birga polzunga ham tegishli, shuning uchun ularning tezligi bir xildir. Polzun yo'naltiruvchi bo'lib, ilgarilanma harakatlanadi, shu sababli C nuqtaning tezlik ta'sir chizig'i gorizontaal yo'nalgan bo'ladi. Bu tezlik absolyut, shu sababli qutb p dan gorizontaal o'tqazamiz. V_{CB} nisbiy tezlik shatunga perpendikulyar, u nisbiy harakatda B nuqta atrofida aylanadi.

Shuning uchun (4.5) vektor tenglamaga asosan grafik qo'shishni bajarib, tezliklar rejasidagi B nuqtadan shatunga perpendikulyar o'tqazamiz. Bu ikki

* Machines and mechanisms. Applied kinematic and mechanisms. Fourth edition. David H. Myszka. University of Dayton. 2012y. 188 bet

chiziqni uchrashish nuqtasida qaralayotgan nuqta topiladi. Shunday qilib, pc – S nuqtaning absolyut tezlik vektori, bc – esa B nuqtaning C nuqtaga nisbatan nisbiy tezlik vektori. Tezliklar rejasida C nuqtani topish uchun oʻxshashlik teoremasidan foydalanamiz, bunga asosan, boʻgʻindagi nuqtalarning nisbiy tezlik vektorlaridan qurilgan figura boʻgʻinlaridan qurilgan figuraga oʻxshash boʻlishi kerak. Bunda boʻgʻin kesmalari va nisbiy pc pc pc tezliklar proporsionaldir. Agar C nuqta BC shatunning oʻrtasida joylashgan boʻlsa, u holda tezliklar rejasida S nuqta BC nuqtalarning oʻrtasida topiladi: ps – C nuqtaning absolyut tezlik vektori.

Koʻrilgan tezliklar rejasi yordamida mexanizmga tegishli boʻgʻin va nuqtalarning tezlik qiymat va yoʻnalishi tezlik yoʻnalishidan koʻrinib turadi, uning qiymatini mm larda olingan vektor uzunligini tezlik masshtabiga koʻpaytirib topiladi. Masalan, C nuqtaning tezligi (yoki polzunning tezligi):

$$v_c = pc \cdot \mu_l \quad (m/s)$$

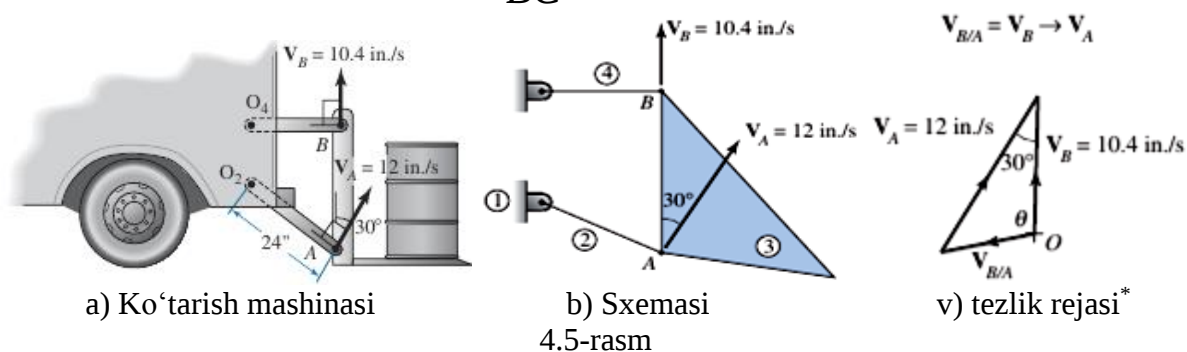
Shatunning burchak tezligini topamiz. Shatun tekislikda murakkab harakatlanadi, har bir vaqt momentida markazdagi aylanma harakat yoki B nuqta atrofidagi nisbiy harakatga boʻlish mumkin. Bu tezlik mexanizm sxemasi va tezliklar rejasi yordamida aniqlanadi.

Yaʼni shatunning nisbiy tezligini shatun nisbiy tezligiga boʻlib topiladi

$$\omega_2 = \frac{v_{CB}}{BC} = \frac{v_{CB} \mu_v}{BC \mu_l} = \frac{bc \mu_l \omega_1}{BC \mu_l}$$

Formula elementlari qisqartirilgandan keyin quyidagini olamiz:

$$\omega_2 = \frac{bc}{BC} \omega_1 \quad (rad/s) \quad (4.6)$$



4.5-rasm

Burchak tezlik yoʻnalishini aniqlash uchun, shartli ravishda tezliklar rejasidan vektorni mexanizm sxemasidagi C nuqtaga koʻchiramiz va shu vektor yoʻnalishidan V nuqtaga nisbatan moment olamiz, shu momentning yoʻnalishi ω_2 ning yoʻnalishini beradi.

* Machines and mechanisms. Applied kinematic and mechanisms. Fourth edition. David H. Myszka. University of Dayton. 2012y. 128 bet

Mexanizmda uzatish nisbatini hisoblash

Uzatish nisbati – bo‘g‘in, nuqtalar tezliklar nisbati. Uzatish nisbati qiymatlari dinamik hisoblashlarda qo‘llaniladi. xuddi shunday kinematik masalalarni yechishda, asosan kulachokli va tishli mexanizmlarda. Uzatish nisbati harfli va sonli indekslarda u harfi bilan belgilanadi. Masalan, u_{21} – 2-bo‘g‘indan 1-bo‘g‘inga uzatish nisbati, yoki u_{C2} - nuqtadan 2-bo‘g‘inga uzatish nisbati. Uzatish nisbati ikki tipga: o‘lchamli va o‘lchamsizga bo‘linadi.

O‘lchamsiz uzatish nisbati.

Bu burchak va chiziqli tezliklar nisbati. Sterjenli mexanizmlar uchun – bo‘g‘in burchak tezliklar yoki bo‘g‘in nuqtalarining chiziqli tezliklar nisbati.

Mexanizmda uzatish nisbatining umumiy soni bo‘g‘inlar soniga bog‘liq bo‘lib, ularning hammasi aniqlanmaydi, hisoblash uchun kerakli bo‘lganlari hisoblanadi. Sterjenli mexanizmning uzatish nisbati berilgan holat uchun sxema va tezliklar rejasi bo‘lsa, osongina aniqlanadi.

Qurilgan krivoshiv-polzunli mexanizm uchun shatundan krivoshipga (4.4-rasm) uzatish nisbatini ((4.6)ni hisobga olgan holda) topamiz.

$$u_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\overline{bc} \omega_1}{\overline{BC} \omega_1} = \frac{\overline{bc}}{\overline{BC}}$$

Uzatish nisbatining fizik ma‘nosi quyidagicha: bir bo‘g‘in ikkinchisiga nisbatan necha marta tez yoki sekin aylanishini ko‘rsatadi. Mexanizmning keyingi holatlarida bu uzatish nisbati o‘zgaradi, chunki ω_2 boshqacha bo‘ladi. Shunday qilib, sterjenli mexanizmlarda uzatish nisbati hisoblash ma‘nosiga egadir (dinamik hisoblashlarda qo‘llaniladi). Amaliy ma‘nosi mexanizmlarda aylanma harakatni uzatadi, tishli mexanizmlarda, bunda bo‘g‘inlarning tezliklari uzgarmas va uzatish nisbati ham o‘zgarmasdir (tishli mexanizm qismiga qaralsin).

C nuqtadan polzunga uzatilayotgan uzatish nisbatini topamiz (C nuqtaning tezligi polzun tezligiga teng deb qaraladi):

$$u_{s3} = \frac{v_s}{v_3} = \frac{\overline{v_s} \mu_v}{\overline{v_c} \mu_v} = \frac{\overline{ps}}{\overline{pc}}$$

C nuqtadan polzunga uzatilayotgan uzatish nisbatini topamiz (C nuqtaning tezligi polzun tezligiga teng deb qaraladi):

Bu uzatish nisbatining fizik ma‘nosi quyidagicha: Necha marta polzun C nuqtaga nisbatan tez harakatlanadi. Sterjenli mexanizmlar uchun bu uzatish nisbatining qiymati hisoblash ma‘nosiga ega, mexanizmning keyingi holatida u o‘zgaradi. Ponali mexanizmlar uchun bu uzatish nisbati amaliy ma‘noga egadir. Bunday mexanizmlar chegaralangan miqdorda qo‘llaniladi, shu sababli bizning kursda o‘qitilmaydi.

O'lchamli uzatish nisbati.

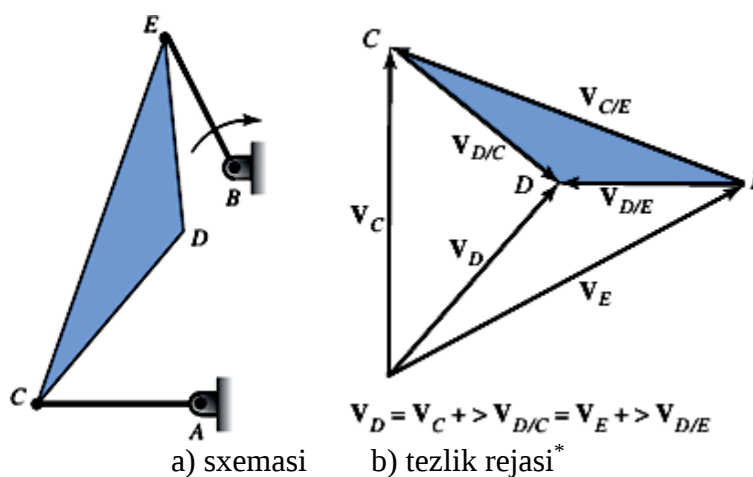
Bu bo'g'in nuqtasining tezligi (yoki polzun) bo'g'in tezligiga nisbati, yoki teskarisi – bo'g'in tezligining bo'g'in nuqtasi tezligiga nisbati (yoki polzun).

Bizning mexanizm uchun polzundan krivoshipga uzatish nisbatini aniqlaymiz:

$$u_{31} = \frac{v_3}{\omega_1} = \frac{v_C}{\omega_1} = \frac{\overline{v_C \mu_v}}{\omega_1} = \frac{\overline{pc \mu_l \omega_1}}{\omega_1} = \overline{pc \mu_l} \text{ (m)}$$

Bu uzatish nisbatining fizik ma'nosi shunday: krivoship 1 radianga burilganda polzun necha "m" ga siljiydi. Mexanizmning kelgusi holatida, bu uzatish nisbati o'zgaradi, shu sababli uning hisoblash qiymati hisoblash ma'nosiga egadir. Uzatish nisbati quyidagi mexanizmlar uchun amaliy ma'noga egadir "shesternya-reyka" va "vint-gayka" bunda uning qiymatlari mexanizmning ishlashida o'zgarmas bo'lib qoladi.

Shunga o'xshash boshqa uzatish nisbatlari nuqtadan bo'g'inga yoki bo'g'indan nuqtaga topilishi mumkin: keyingi holatda uzatish nisbati o'lchami oldingi Masalanga teskari bo'lishi mumkin.



4.6-rasm

Bo'g'in va nuqtaning tezlanishini aniqlash.

Tezliklar mexanizmida tezlik rejasi yordamida topilsa, tezlanishlar mexanizmida tezlanishlar rejasi yordamida topiladi. Tezlanish rejasi – nuqtaning absolyut va nisbiy tezlanish vektoridan qurilgan ko'pburchakdir. Tezlanishlarini topish uchun berilganlar mexanizmning kinematik sxemasi va tezliklar rejasi (4.4-rasm). Krivoshipning burchak tezligi o'zgarmas bo'lganligi sababli, uning har bir nuqtasi normal (markazga intilma) tezlanishga, qiymati esa quyidagi formuladan topiladi:

$$a_B^n = AB \omega_1^2 \quad (4.7)$$

* Mashines and mechanisms. Applied kinematic and mechanisms. Fourth edition. David H. Myszka. University of Dayton. 2012y. 137 bet

Istalgan tezlanish masshtabida ko'rsatilgan, bu tezlanish vektori, tezlanish rejasini qurish uchun berilgandir. Tezlanish masshtabi:

$$\mu_a = \frac{a}{a} \quad (4.8)$$

bu yerda a - haqiqiy chiziqli tezlanish m/s² da;

$\bar{a}$ - bu tezlanish vektorining chizmadagi ifodasi "mm" larda.

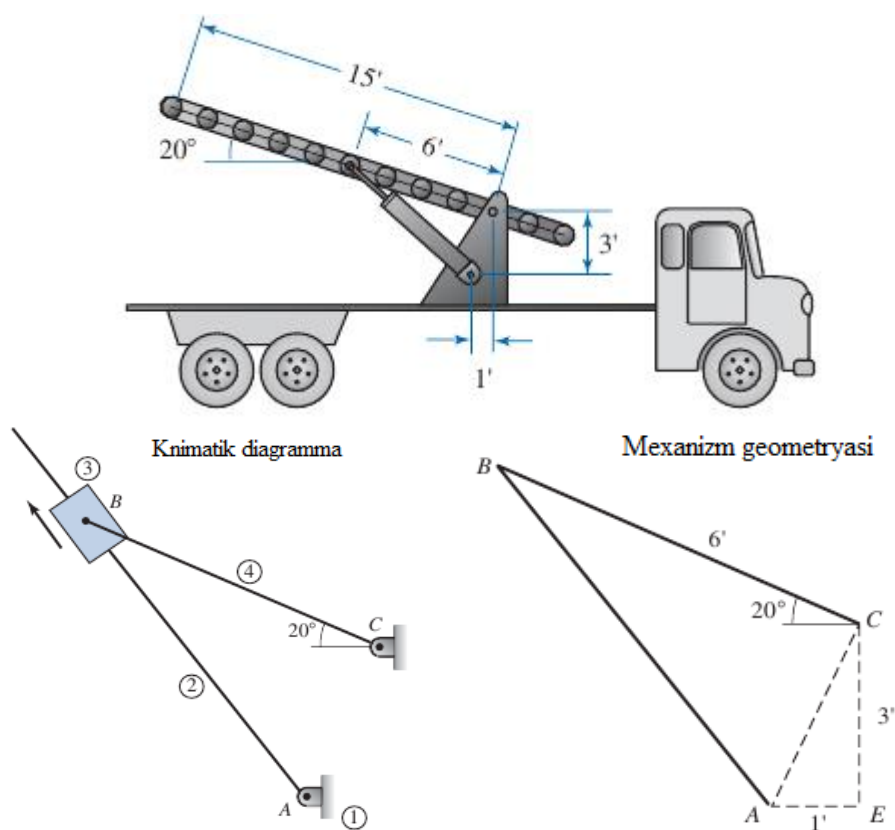
Tezliklar rejasini qurishni osonlashtirilganidek, bu masshtabni ham ixtiyoriy olmasdan, uni krivoship V nuqtasining tezlanish vektorini mexanizm sxemasidagi krivoship uzunligiga teng qilib olinsa, ya'ni, unda tezlanishning masshtabi (4.7) hisobga olgan holda quyidagicha bo'ladi:

$$\mu_a = \frac{a_B}{a_B} = \frac{AB \cdot \omega_1^2}{AB}$$

(4.1)ni hisobga olib, hosil qilamiz:

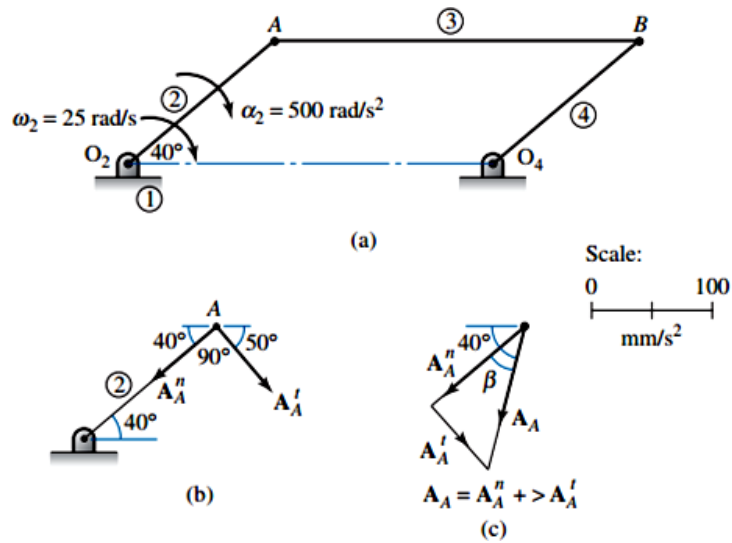
$$\mu_a = \mu_l \omega_1^2 \left(\frac{m}{c \cdot mm^2} \right) \quad (4.9)$$

Bu holatda aylanuvchi bo'g'in nuqtasi normal tezlanishning chizmadagi ifodasi bo'g'indagi bu nuqtaning radius-vektorining joylashuv ifodasiga teng bo'lsa, bunday tezlanish masshtabini bosh bo'g'in masshtabi yoki krivoship masshtabi deyiladi.

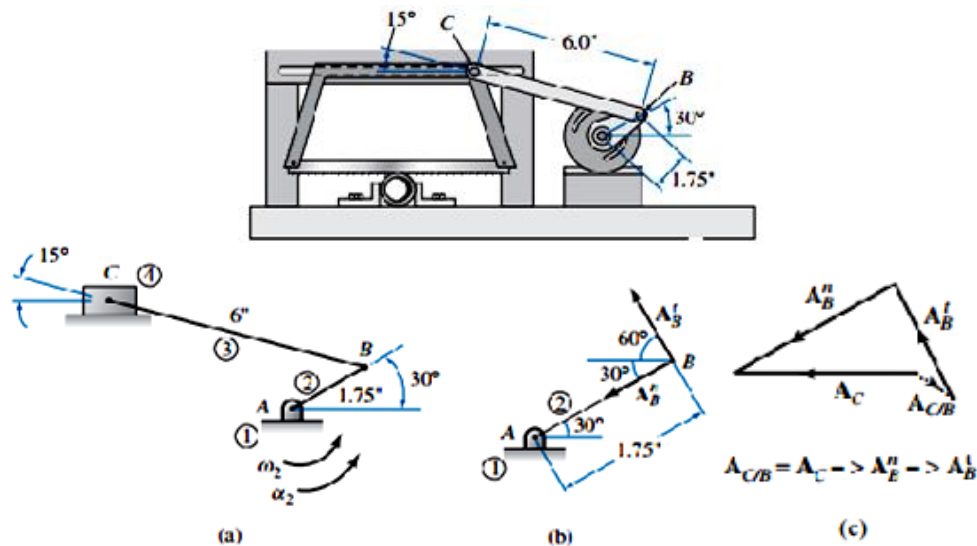


4.7-rasm*

* Mashines and mechanisms. Applied kinematic and mechanisms. Fourth edition. David H. Myszka. University of Dayton. 2012y. 140 bet



4.8-rasm



4.9-rasm*

Tezlanishlar rejasini koʻrsatilgan masshtabda quramiz (4.4-rasm). qutb π dan krivoship B nuqtasining normal tezlanish vektorini aylanish markaziga yoʻnaltirib, yaʼni B nuqtadan A nuqtaga qarab oʻtqazamiz. Bu vektor yuqorida aytilganidek mexanizm sxemasidagi krivoship uzunligiga teng va parallel boʻladi, yaʼni $\pi b_{q||AB}$. Shatunga oʻtamiz. B nuqta krivoshipga tegishli boʻlmasdan shatunga ham tegishlidir, shuning uchun shatundagi B nuqtaning tezlanishi, krivoshipdagi B nuqtaning tezlanishi hamdir. Shatun tekislikda murakkab harakalanadi, yaʼni, uning harakati B nuqtaning koʻchirma, ilgari lanma va B nuqta atrofida aylanma harakatidan iborat. Shunday qilib, C nuqtaning shatundagi B nuqtaga nisbatan tezlanishi nisbiy normal va tangensial tezlanishini aniqlash uchun quyidagi vektor

* Machines and mechanisms. Applied kinematic and mechanisms. Fourth edition. David H. Myszka. University of Dayton. 2012y. 176, 178 bet.

tenglamani yechish kerak:

$$\overline{a_C} = \overline{a_B} + \overline{a_{CB}} = \overline{a_B} + \overline{a_{CB}^n} + \overline{a_{CB}^\tau}$$

C nuqta shatunga tegishli bo'lish bilan birga polzunga ham tegishli, shuning uchun ularning tezlanishi bir xildir. Polzun yo'naltiruvchi bo'lib, ilgarilanma harakatlanadi, shu sababli C nuqtaning tezlanish ta'sir chizig'i gorizontal yo'nalgan bo'ladi. Bu tezlanish absolyut, shu sababli qutb C nuqtaning B nuqtaga nisbatan normal tezlanishi, uning B nuqta atrofida nisbiy harakatdagi burchak tezligi ma'lumligi tufayli aniqlanadi. Bu vektorning chizmadagi ifodasini, ya'ni tezlanishlar rejasida ko'rsatilganidek vektor uzunligini aniqlaymiz. Vektor tenglamaga asosan grafik qo'shishni bajarib, bu vektorni B nuqta tezlanish vektorlarining oxiridan qo'yib, ya'ni, B nuqtadan shatunga parallel ravishda C nuqtadan B nuqtaga yo'nalishda – nisbiy aylanish markaziga (4.4-rasm). (4.6) ni hisobga olib, vektor uzunlikni quyidagicha topamiz:

$$\overline{a_{CB}^n} = \overline{bn} = \frac{\overline{a_{CB}^n}}{\mu_a} = \frac{BC \omega_2^2}{\mu_1 \omega_1^2} = \frac{\overline{BC} \mu_l (\overline{bc})^2 \omega_1^2}{(\overline{BC})^2 \mu_l \omega_1^2}$$

qisqartirilgandan keyin quyidagini hosil qilamiz:

$$\overline{bn} = \frac{(\overline{bc})^2}{\overline{BC}} \text{ (mm)} \quad (4.10)$$

Tangensial nisbiy tezlanishning harakat chizig'ini vektor tenglamaga asosan grafik qo'shish natijasida, shatunga perpendikulyar qilib, vektorni o'tqazamiz. C nuqtaning tezlanish ta'sir chizig'i gorizontal chiziq bilan bu chiziqning uchrashish nuqtasida qidirilayotgan nuqta C vektorning oxiri (C nuqtaning absolyut tezlanishi) va (nuqtaning tangensial tezlanishi) topiladi. normal va tangensial nisbiy tezlanish vektorining yig'indisi to'la nisbiy tezlanish vektorini beradi. C nuqtaning tezlanishi esa yuqorida tezliklar rejasida ko'rsatilganidek, C nuqta tezlanishlar rejasida kesmaning o'rtasida joylashgan bo'ladi.

Tezlanishlar rejasi mexanizmdagi chiziqli tezlanishning yo'nalishi va proporsiyasini ko'rsatadi. Chiziqli va burchak tezlanishlar qiymati tezlanishlar rejasidan formula orqali topiladi. Chiziqli tezlanish – tezlanish masshtabini hisobga olib (polzun tezlanishi) quyidagicha topiladi:

$$\overline{a_3} = \overline{a_C} = \overline{\pi c} \mu_a \text{ (m/s}^2\text{)}$$

Shatunning burchak tezlanishini nisbiy harakatdagi tangensial tezlanishni shatun uzunligiga teng radius-vektorga bulib topamiz. Haqiqiy tezlanishlarni tezlanish rejasi va mexanizm sxemasidagi qiymatlarga almashtirib quyidagini hosil qilamiz:

$$\varepsilon_2 = \frac{\overline{a_{CB}^\tau}}{\overline{BC}} = \frac{\overline{nc} \mu_l \omega_1^2}{\overline{BC} \mu_l}$$

formulani qisqartirib, quyidagi tenglikni hosil qilamiz:

$$\varepsilon_2 = \frac{nc}{BC} \omega_1^2 \text{ (rad/s)} \quad (4.11)$$

Shatunning burchak tezlanish yoʻnalishini vektor koʻrsatadi, shartli ravishda mexanizm sxemasining S nuqtasiga tezlanishlar rejasidan koʻchiriladi. Berilgan holatda shatunning burchak tezlanishi soat strelkasiga qarama-qarshi yoʻnaltirilgan, burchak tezlik singari, bunda tezlanuvchan harakatlanadi.

Xulosa qilganda, boʻgʻin va nuqtalarning tezlanish va qiymatlari mexanizmlarni kuchga hisoblashga inersiya kuch va momentlarni topishda foydalaniladi.

Nazorat savollari:

1. Sterjenli mexanizmlarning kinematik tekshirish masalasi qanday?
2. Mexanizmlarning absolyut, nisbiy va relyativ kinematik parametrlari qanday farqlanadi?
3. Uzatish nisbati nima va sterjenli mexanizmlarda uning turlari?
4. Sterjenli mexanizmlarda tezlik, tezlanish va uzatish nisbatini aniqlash usuli qanday?
5. Tezlik va tezlanish rejasi nima?
6. Tezlik va tezlanish rejasining qanday turlari boʻladi?

5-maʼruza. Krivoship-koromisloli va krivoship-kulisali mexanizmning tezlik va tezlanish rejasi

Reja:

1. Krivoship-koromisloli mexanizmning tezlik va tezlanish rejasi.
2. Krivoship-kulisali mexanizmning tezlik va tezlanish rejasi.

Tayanch iboralar va atamalar

1. Koromislo – qoʻzgʻalmas nuqtaga nisbatan tebranma harakatlanadigan boʻgʻin.
2. Tosh – qoʻzgʻaluvchan yoʻnalishda harakatlanadigan boʻgʻin.
3. Kulisa – tosh uchun qoʻzgʻaluvchan yoʻnalish.
4. Koriolis tezlanishning yoʻnalishi relyativ tezlikni kulisa aylanishga 90^0 burib topiladi.

Maʼruza matni

Krivoship-koromisloli mexanizm.

Tezlik va tezlanish rejasi sterjenli mexanizmدا tezlik, uzatish nisbati va tezlanishlarni aniqlash uchun universal hisoblanadi. Bu aniqlik oldingi maʼruzada Masalan tariqasida oddiy sterjenli mexanizm – krivoship polzunda koʻrsatilgan. Endi krivoship-koromisloli mexanizmدا tezlik va

tezlanish rejasini qurishini ko'rib chiqamiz. Mexanizm sxemasi berilgan holat uchun Me masshtabda quriladi (5.1-rasm). Tezlik rejasini $\mu_v = \mu_l \omega_1$ (m/s·mm) krivoship masshtabida quramiz, bunda krivoship B nuqtasi tezlik vektorining chizmasidagi ifodasi, tezlik rejasida mexanizm sxemasidagi krivoship uzunligiga teng qilib olinadi (bu holatning isbotini oldingi ma'ruzaga qarang).

Tezliklar rejasi p qutbdan pb vektorni krivoship AB uzunligiga teng va aylanish yo'nalishiga perpendikulyar qilib o'tkazamiz: $pb \perp AB$.

(Bu va keyingi harakatlar tezlik rejasini qurish uchun 5.1-rasmda keltirilgan). Shatun S nuqtasining tezligini quyidagi vektor tenglamaga asosan quramiz:

$$\overline{v_C} = \overline{v_B} + \overline{v_{CB}}$$

C nuqta shatunga va koromisloga tegishlidir, shuning uchun BC tezlikning ta'sir chizig'i CD koromisloga perpendikulyar. Bu chiziqni tezlik rejasining qutbdan o'tkazamiz, ya'ni C nuqtaning tezligi absolyutdir. Shatunga tegishli C nuqtaning $-v_{CB}$ nisbiy tezligining ta'sir chizig'i shatunga perpendikulyar, shuning uchun, grafik qo'shish amalini bajarib, uni pb vektorning oxiridan o'tqazamiz. Bu ikki chizig'ni kesishuv nuqtasida, tezliklar rejasida qidirilayotgan nuqta topiladi. Shunday qilib, pc - bu vektor S nuqtaning absolyut tezligi, vs esa S nuqtani V nuqtaga nisbatan nisbiy tezlik vektori. Tezliklar rejasida C nuqtaning o'rnini topish uchun o'xshashlik teoremasidan foydalanamiz, unga qarab bo'g'in nuqtalarining nisbiy tezlik vektoridan hosil qilingan shakl bo'g'inlaridan hosil qilingan shakl o'xshashdir. Bizning holatda bo'g'in kesmalari va nisbiy tezliklar proporsionaldir. Ya'ni C nuqta shatun o'rtasida joylashgan, shuningdek C nuqta tezliklar rejasida b va s nuqtalarning o'rtasida joylashadi: pc - C nuqtaning absolyut tezlik vektori.

Shatun 2 va koromislo 3 bo'g'inlarning burchak tezlik yo'nalishi va qiymatini tezliklar rejasidan foydalanib topamiz. Shatun nisbiy harakatda B nuqta atrofida aylanadi va uning burchak tezligi - cb chiziqli nisbiy tezlik qiymatini shatun uzunligiga bo'lib topiladi. haqiqiy qiymatlarni ularning tezlik rejasidagi va mexanizm sxemasidagi qiymatlarga almashtirib, (4.1) va (4.4) larni hisobga olib quyidagini hosil qilamiz:

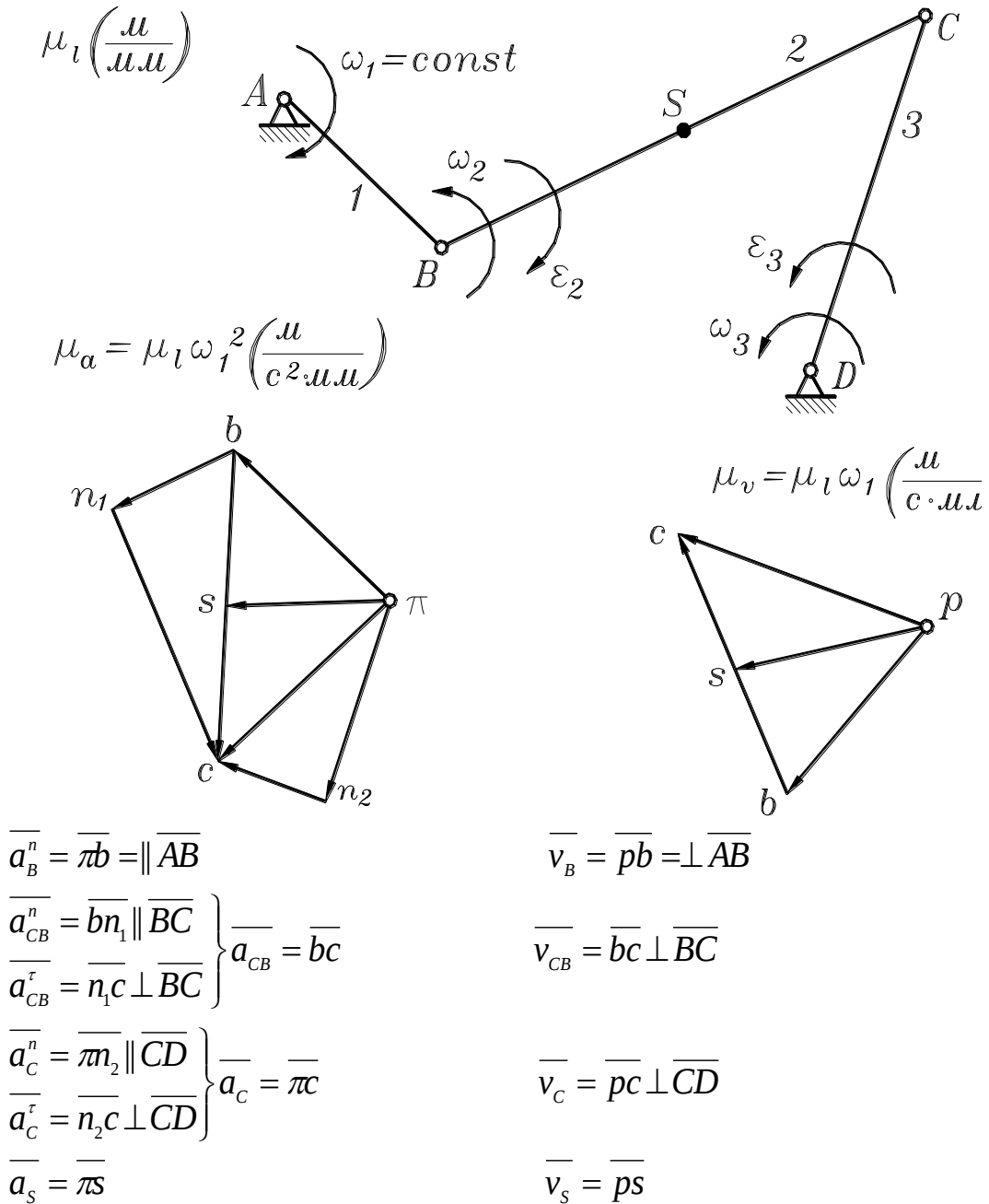
$$\omega_2 = \frac{v_{CB}}{BC} = \frac{\overline{v_{CB}} \mu_v}{\overline{BC} \mu_l} = \frac{\overline{bc} \mu_l \omega_1}{\overline{BC} \mu_l}$$

formulani qisqartirib, quyidagi tenglikni hosil qilamiz:

$$\omega_2 = \frac{\overline{bc}}{\overline{BC}} \omega_1 \text{ (rad/s)} \quad (5.1)$$

Bu burchak tezlik ω_2 ni yo'nalishini topish uchun tezlik rejasidan vs vektorni shartli ravishda mexanizmning C nuqtasiga ko'chiramiz va shu

vektor yoʻnalishidan B nuqtaga nisbatan moment olamiz, momentning yoʻnalishi ω_2 - yoʻnalishni beradi (5.1-rasm).

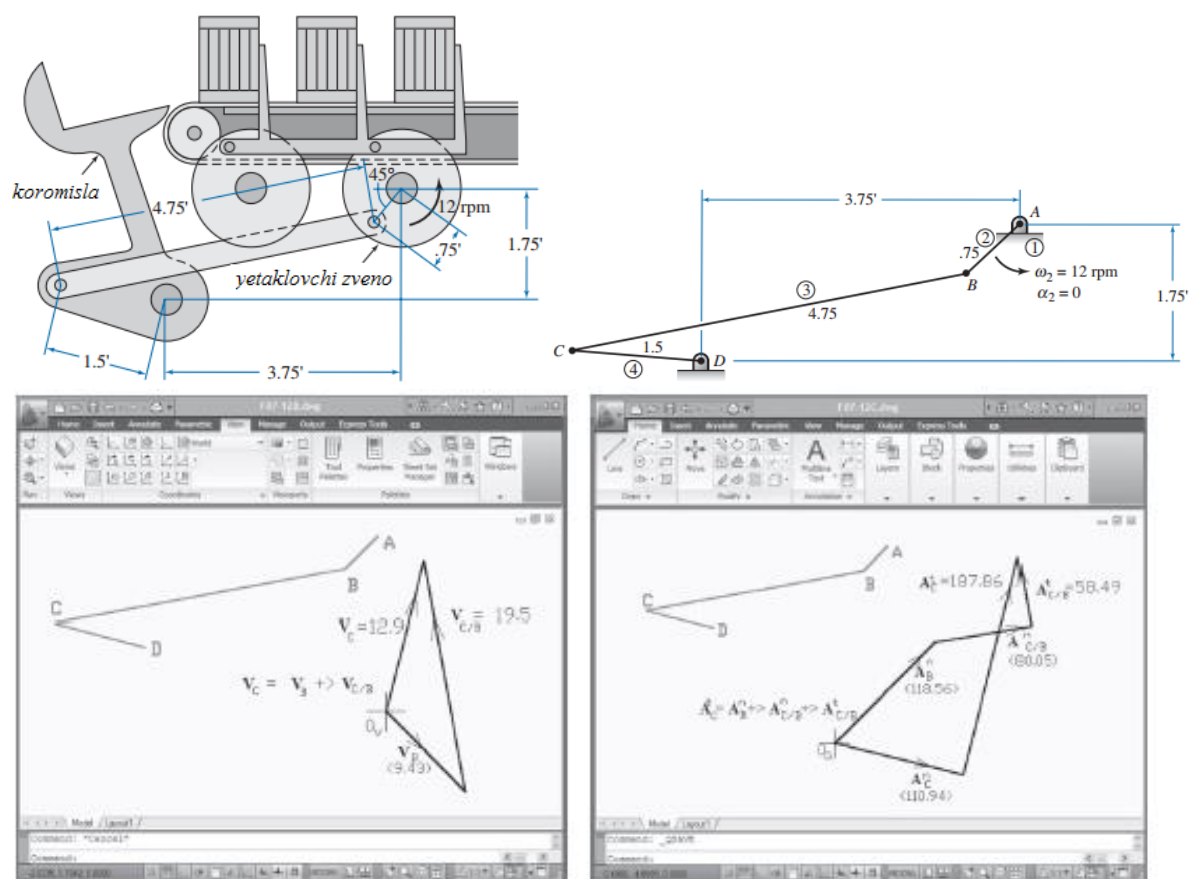


5.1-rasm

Koromislarning burchak tezlik qiymati yuqoridagi formulaga oʻxshash topiladi, bunda bs oʻrniga rs, BC oʻrniga CD ni qoʻyish kerak:

$$\omega_3 = \frac{pc}{CD} \omega_1 \text{ (rad/s)} \quad (5.2)$$

Bu tezlikning yoʻnalishini rs vektor koʻrsatadi, shartli ravishda koromislarning S nuqtasiga koʻchirilgan soat strelkasiga teskari aylanadi (5.1-rasm).



5.2-rasm*

Koromislarning burchak tezlik qiymati yuqoridagi formulaga o'xshash topiladi, bunda v_s o'rniga p_c , BC o'rniga CD ni qo'yish kerak:

$$\omega_3 = \frac{p_c}{CD} \omega_1 \text{ (rad/s)} \quad (5.2)$$

Bu tezlikning yo'nalishini r_s vektor ko'rsatadi, shartli ravishda koromislarning S nuqtasiga ko'chirilgan soat strelkasiga teskari aylanadi (5.1-rasm).

Tezlanish rejasini qurishga o'tamiz. Tezlik rejasiga o'xshash krivoship masshtabida $\mu_a = \mu_l \omega_2$ ($m/s^2 \cdot mm$) uni quramiz, unda krivoship B nuqtaning normal tezlanish vektorini tezlanishlar rejasidagi ifodani mexanizm sxemasidagi krivoship uzunligiga teng qilib olinadi. qutb π dan krivoship B nuqtasining normal tezlanish vektorini aylanish markaziga yo'naltirib, ya'ni B nuqtadan A nuqtaga qarab o'tqazamiz. Bu vektor yuqrida aytilganidek mexanizm sxemasidagi krivoship uzunligiga teng va parallel bo'ladi, ya'ni $\overline{\pi b} = \parallel AB$

Shatunga o'tamiz. V nuqta krivoshipga tegishli bo'lmasdan shatunga ham tegishlidir, shuning uchun shatundagi V nuqtaning tezlanishini, krivoshipdagi B nuqtaning tezlanishi hamdir. Shatun tekislikda murakkab

* Machines and mechanisms. Applied kinematic and mechanisms. Fourth edition. David H. Myszka. University of Dayton. 2012y. 182 bet

harakatlanadi, ya'ni, uning harakati V nuqtaning ko'chirma ilgarlanma va V nuqta atrofida aylanma harakatdan iborat.

Shunday qilib, C nuqtaning shatundagi B nuqtaga nisbatan tezlanishi nisbiy normal va tangensial tezlanishlardan iborat. C nuqta shatunga tegishli bo'lishi bilan birga koromisloga ham tegishli. D nuqta atrofida absolyut harakatdagi bu nuqtaning tezlanishi normal va tangensialdan iborat. Shuning uchun, shatundagi C nuqta tezlanishini aniqlash uchun birgalikda ikkita vektor tenglamani yechish kerak:

$$\begin{cases} \overline{a_c} = \overline{a_B} + \overline{a_{CB}^n} + \overline{a_{CB}^t} \\ \overline{a_c} = \overline{a_C^n} + \overline{a_C^t} \end{cases} \quad (5.3)$$

Birinchi tenglamadan shatundagi C nuqtaning B nuqtaga nisbatan normal tezlanishi ma'lum formuladan topiladi. Uning chizmadagi ifodasini, ya'ni vektor uzunlikni "mm" da tezlanishlar rejasiga qo'yish uchun aniqlaymiz (5.1 hisobga olganda):

$$\overline{a_{CB}^n} = \overline{bn_1} = \frac{\overline{a_{CB}^n}}{\mu_a} = \frac{BC \omega_2^2}{\mu_l \omega_1^2} = \frac{\overline{BC} \mu_l (\overline{bc})^2 \omega_1^2}{(\overline{BC})^2 \mu_l \omega_1^2}$$

formulani qisqartirib, quyidagi tenglikni hosil qilamiz:

$$\overline{bn_1} = \frac{(\overline{bc})^2}{\overline{BC}} \text{ (mm)} \quad (5.4)$$

Birinchi vektor tenglamaga asosan grafik qo'shishni bajarib, bu vektorni B nuqtaga tezlanish vektorining oxiridan qo'yib, ya'ni, B nuqtadan shatunga parallel ravishda C nuqtadan B nuqtaga yo'nalishida – nisbiy aylanish markaziga (5.1-rasm) qarab o'tkazamiz. hosil qilingan vektorning oxiridan, ya'ni, n_1 nuqtadan vektor tenglamaga asosan, shatunga perpendikulyar qilib, B nuqtaning nisbiy tangensial tezlanishning ta'sir chizig'ini o'tqazamiz.

Endi ikkinchi vektor tenglamaga o'tamiz koromislodagi C nuqtaning normal tezlanishi ma'lum formuladan topiladi. Uning chizmadagi ifodasini, ya'ni vektor uzunlikni "mm" da tezlanishlar rejasiga qo'yish uchun aniqlaymiz (5.2 hisobga olganda):

$$\overline{a_C^n} = \overline{\pi n_2} = \frac{\overline{a_C^n}}{\mu_a} = \frac{CD \omega_3^2}{\mu_l \omega_1^2} = \frac{\overline{CD} \mu_l (\overline{pc})^2 \omega_1^2}{(\overline{CD})^2 \mu_l \omega_1^2}$$

formulani qisqartirib, quyidagi tenglikni hosil qilamiz:

$$\overline{\pi n_2} = \frac{(\overline{pc})^2}{\overline{CD}} \text{ (mm)} \quad (5.5)$$

Hosil qilingan vektorning oxirida, ya'ni, n_2 nuqtadan ikkinchi vektor tenglamaga asosan, koromisloga perpendikulyar qilib, C nuqtaning nisbiy tangensial tezlanishining ta'sir chizig'ini o'tqazamiz (5.1-rasm). Ikkita tangensial tezlanish ta'sir chiziqlarining kesishgan nuqtasi, shatundagi C nuqta nisbiy tangensial tezlanish vektori va koromislo C nuqta absolyut

tangensial tezlanish vektori u kesishgan nuqtasidir. Bundan tashqari, bu nuqta mexanizm C nuqtasining to'la absolyut tezlanish vektori hisoblanadi, grafoanalitik usulda vektor tenglamalar sistemasini yechishdan hosil bo'lgan (5.3). bn_1 va n_1c vektorlar yig'indisi shatundagi C nuqtaning to'la nisbiy tezlanishini beradi.

C nuqta tezlanishlar rejasida, tezliklar rejasiga o'xshash vs vektorning o'rtasida joylashgan: vektor C nuqtaning absolyut tezlanishi.

Shatun va koromislarning burchak tezlanishlarini topish uchun tezlanishlar rejasidan foydalanamiz. Shatunning burchak tezlanishini nisbiy harakatdagi vektorga bo'lib topamiz. haqiqiy qiymatlarni tezlanish rejasi va mexanizm sxemasidagi qiymatlarga almashtirib quyidagini hosil qilamiz:

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{CB}^r}{BC} = \frac{\overline{n_1c} \mu_1 \omega_1^2}{BC \mu_1}$$

qisqartirilgandan keyin

$$\varepsilon_2 = \frac{\overline{n_1c}}{BC} \omega_1^2 \text{ (rad/s)} \quad (5.6)$$

Shatunning burchak tezlanishi yo'nalishini n_1c vektor ko'rsatadi, shartli ravishda mexanizm sxemasining C nuqtasiga tezlanishlar rejasidan ko'chiriladi. Berilgan holatda shatunning burchak tezlanishi soat strelkasi bo'yicha yo'naltirilgan, burchak tezlik yo'nalishiga qarama-qarshi, bunda shatun sekinlanuvchan harakatlanadi.

Koromislarning burchak tezlanishini C nuqtaning tangensial tezlanishini koromislo uzunligiga teng radius-vektorga bo'lib topamiz (CD-o'lcham). haqiqiy qiymatlarni tezlanish rejasi va mexanizm sxemasidagi qiymatlarga almashtirib quyidagini hosil qilamiz:

$$\varepsilon_3 = \frac{a_C^r}{CD} = \frac{\overline{n_2c} \mu_1 \omega_1^2}{CD \mu_1}$$

qisqartirilgandan keyin:

$$\varepsilon_3 = \frac{\overline{n_2c}}{CD} \omega_1^2 \text{ (rad/s)} \quad (5.7)$$

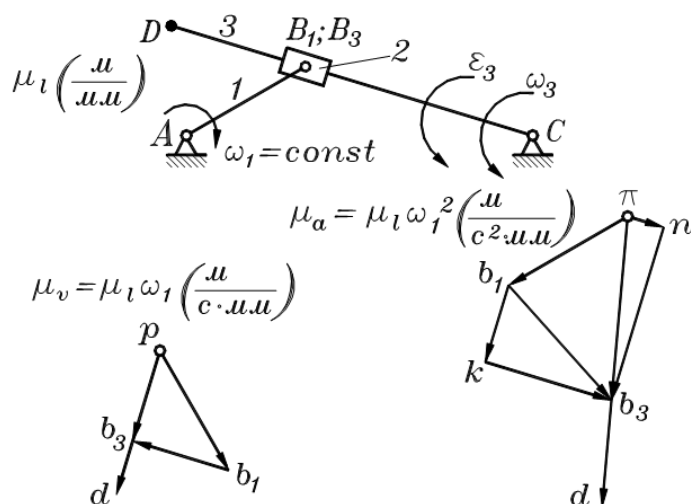
Koromislarning burchak tezlanish yo'nalishini n_2c vektor ko'rsatadi, shartli ravishda mexanizm sxemasining C nuqtasiga tezlanishlar rejasidan ko'chiriladi. Berilgan holatda koromislarning burchak tezlanishi soat strelkasiga qarama-qarshi yo'naltirilgan, burchak tezlik singari, bunda koromislo tezlanuvchan harakalanadi.

Krivoship - kulisali mexanizm.

Mexanizm sxemasi berilgan holat uchun μ 1 masshtabda quriladi (5.2-rasm). Bu mexanizmning o'ziga xos xususiyatlaridan tosh va kulisidagi nuqtalarning ustma-ust tushishidir. Krivoship 1 va 2 da B nuqta tosh bilan

krivoshipni bog‘lash uchun sharnir sifatida belgilangan.

hozirgi vaqt oralig‘ida bu nuqta kulisa 3 dagi nuqta bilan ustma-ust tushgan, uni hisoblash va qurish uchun ishlatiladi. Relyativ tezlik $v_{B_3B_1}$ (yoki $v_{B_3B_2}$) bu kulisadagi B_3 nuqtaning krivoshipdagi V_1 nuqtaga nisbatan tezligi (yoki toshdagi B_2 nuqtaga). Tosh va kulisaning bir-biriga nisbatan harakati ilgarilanma bo‘lganligi sababli, reativ tezlik - bu kulisaning toshga nisbatan tezligidir.



5.3-rasm

Tezlik rejasini $\mu_v = \mu_l \omega_1$ (m/s · mm) krivoship masshtabida quriladi, bunda krivoship B_1 nuqtasi tezlik va vektorning chizmadagi ifodasi, tezlik rejasida mexanizm sxemasidagi krivoship uzunligiga teng qilib olinadi (bu holatning isbotini oldingi ma‘ruzaga qarang). Tezliklar rejasida R qutbdan pv_1 vektorni krivoship AB uzunligiga teng va aylanish yo‘nalishiga perpendikulyar qilib o‘tqazamiz: (Bu va keyingi harakatlar tezlik rejasini qurish uchun 5.1-rasmda keltirilgan). Kulisaga tegishli B_3 nuqtaning tezligini quyidagi vektor tenglamasidan topamiz:

$$\overline{v_{B_3}} = \overline{v_{B_1}} + \overline{v_{B_3B_1}}$$

tezlikning ta’sir chizig‘i BC kulisaga perpendikulyar va bu tezlik absolyutdir, shu sababli uning ta’sir chizig‘ini tezliklar rejasining qutbidan chiqazamiz.

Relyativ tezlikning ta’sir chizig‘i kulisa bo‘yicha joylashgan (bu kulisaning toshga nisbatan tezligi), shuning uchun vektor tenglamaga asosan grafik qo‘shishni bajarib, tezliklar rejasining b_1 nuqtasidan BC kulisaga parallel to‘g‘ri chiziq o‘tqazamiz. Bu ikki chiziqlarning kesishish nuqtasida qidirilayotgan b_3 nuqta topiladi, vektor-kulisidagi B_3 nuqtaning absolyut tezlik vektori, vektor esa relyativ tezlik vektoridir. Tezliklar rejasida d nuqtaning holatini quyidagicha topiladi: D nuqta kulisada joylashgan va CD uchastkaning davomida yotadi, shuning uchun o‘xshashlik teoremasiga asosan tezliklar rejasida d nuqta vektorning davomida yotishi kerak, D nuqta

tezlik vektori o'lchami esa proporsiyadan topiladi:

Kulisaning burchak tezligini ko'rsatilgan mexanizm holati uchun aniqlaymiz:

$$\frac{pd}{pb_3} = \frac{CD}{CB}$$

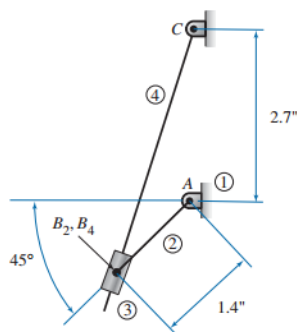
formulani qisqartirib, quyidagi tenglikni hosil qilamiz:

$$\omega_3 = \frac{v_{B3}}{BC} = \frac{v_{B3} \mu_v}{BC \mu_l} = \frac{pb_3 \mu_l \omega_1}{BC \mu_l}$$

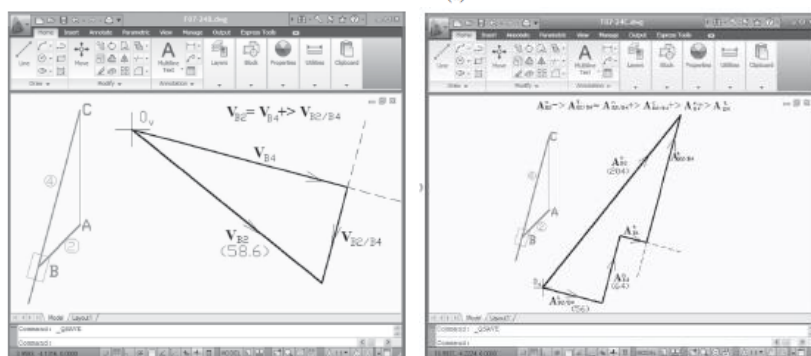
$$\omega_3 = \frac{pb_3}{BC} \omega_1 \quad (5.8)$$

Kulisaning aylanishini pv_3 vektor ko'rsatadi, shartli ravishda tezliklar rejasidan kulisaning B_3 nuqtasiga ko'chirilgan,- soat strelkasiga teskari harakatlanadi. Tezlanishlar rejasiga o'tamiz. Tezlik rejasiga o'xshash krivoship masshtabida $\mu_a = \mu_l \omega^2$ ($m/s^2 \cdot mm$) uni quramiz, unda krivoship B_1 nuqtasining normal tezlanish vektorini tezlanishlar rejasidagi ifodasini mexanizm sxemasidagi krivoship uzunligiga teng qilib olinadi.

Qutb π dan krivoship B_1 nuqtasining normal tezlanish vektorini aylanish markaziga yo'naltirib, ya'ni B_1 nuqtadan A nuqtaga qarab o'tqazamiz. Bu vektor yuqorida aytilgandek mexanizm sxemasidagi krivoship uzunligiga teng va parallel bo'ladi. B_1 nuqtaning tangensial tezlanishi nolga teng, chunki $\omega_1 = \text{const}$ (5.2-rasm).



(a)



5.4-rasm*

* Mashines and mechanisms. Applied kinematic and mechanisms. Fourth edition. David H. Myszka. University of Dayton. 2012y. 199 bet

Kulisaga o‘tamiz. Kulisaga tegishli B_3 nuqtaning tezlanishi krivoship B_1 nuqtaning tezlanishidan (yoki tosh B_2 nuqtaning) va relyativ tezlanish, u koriolis va tangensial tezlanishlar yig‘indisidan iborat. Boshqa tomondan kulisaga tegishli B_3 nuqtaning tezlanishi normal va tangensial absolyut tezlanishlar yig‘indisidan iborat. Shunday qilib, B_3 nuqtaning tezlanishini topish uchun ikki vektor tenglamalardan iborat sistemani yechish kerak:

$$\begin{aligned}\overline{a_{B_3}} &= \overline{a_{B_1}} + \overline{a_{B_3B_1}^k} + \overline{a_{B_3B_1}^\tau} \\ \overline{a_{B_3}} &= \overline{a_{B_3}^n} + \overline{a_{B_3}^\tau}\end{aligned}\quad (5.9)$$

Koriolis tezlanish nazariy mexanikadan ma’lum bo‘lgan formula yordamida aniqlanadi. Uning chizmadagi ifodasini, ya’ni, vektor uzunlikni tezlanishlar rejasiga qo‘yish uchun (4.1) va (4.9) va (5.8) larni hisobga olib topamiz

$$\overline{a_{B_3B_1}^k} = \overline{b_1 k} = \frac{\overline{a_{B_3B_1}^k}}{\mu_a} = \frac{2\omega_3 v_{B_3B_1}}{\mu_a} = \frac{2\overline{pb_3} \omega_1 \overline{b_1 b_3} \mu_1 \omega_1}{\overline{BC} \mu_1 \omega_1^2}$$

formulani qisqartirib, quyidagi tenglikni hosil qilamiz:

$$\overline{b_1 k} = \frac{2\overline{pb_3} \overline{b_1 b_3}}{\overline{BC}} \quad (\text{mm}) \quad (5.10)$$

Sistemadagi birinchi vektor tenglamaga asosan grafik qo‘shishni bajarib, bu vektorni

B_1 nuqtaning tezlanish vektorining oxiridan, ya’ni tezlanishlar rejasida b_1 nuqtadan qo‘yiladi.

Koriolis tezlanish vektorining yo‘nalishi tezliklar rejasidagi relyativ tezlik vektorining kulisaning burchak tezligi ω_3 yo‘naligshida 90° ga burib topiladi.

K nuqtadan tangensial relyativ tezlanishning ta’sir chizig‘ini kulisaga parallel qilib o‘tqazamiz.

Endi ikkinchi vektor tenglamaga o‘tamiz. Kulisadagi B_3 nuqtaning normal tezlanishi ma’lum formuladan topiladi. Uning chizmadagi ifodasini, ya’ni “mm”da vektor uzunlikni, tezlanishlar rejasiga qo‘yish uchun ((5.8) hisobga) olib topamiz:

$$\overline{a_{B_3}^n} = \overline{\pi n} = \frac{\overline{a_{B_3}^n}}{\mu_a} = \frac{\overline{BC} \omega_3^2}{\mu_1 \omega_1^2} = \frac{\overline{BC} \mu_1 (\overline{pb_3})^2 \omega_1^2}{(\overline{BC})^2 \mu_1 \omega_1^2}$$

formulani qisqartirib, quyidagi tenglikni hosil qilamiz:

$$\overline{\pi n} = \frac{(\overline{pb_3})^2}{\overline{BC}} \quad (\text{mm}) \quad (5.11)$$

Topilgan vektor oxiridan, ya’ni, n nuqtadan ikkinchi vektor tenglamaga asosan kulisadagi B_3 nuqtaning tangensial tezlanish ta’sir chizig‘ini mexanizm sxemasidagi kulisaga perpendikulyar qilib o‘tqazamiz (5.2-

rasm).

Ikkita tangensial tezlanish ta'sir chiziqlarining kesishish nuqtasi; kulisa B_3 nuqtasi tangensial relyativ tezlanish vektorining oxiri va kulisa V3 nuqtasi tangensial absolyut tezlanish vektorlari hisoblanadi.

Bundan tashqari, bu nuqta mexanizm B_3 nuqtasining to'la absolyut tezlanish vektorining oxiri, (5.9) vektor tenglamalar sistemasini grafo-analitik usulda yechishdan hosil bo'ladi.

$$\overline{a_{B_3B_1}} = \overline{b_1 b_3}$$

Kulisaning burchak tezlanishini topish uchun tezlanishlar rejasidan foydalanamiz. Bu B_3 nuqtaning tangensial absolyut tezlanishini kulisa uzunligi BC radius-vektorga bo'linganiga teng. haqiqiy qiymatlarni uning chizmadagi tezlanishlar rejasi ifodasiga va mexanizm sxemasidagi ifodaga almashtirib, hosil qilamiz:

$$\varepsilon_3 = \frac{a_{B_3}^r}{BC} = \frac{\overline{nb_3} \mu_1 \omega_1^2}{BC \mu_1}$$

formulani qisqartirib, quyidagi tenglikni hosil qilamiz:

$$\varepsilon_3 = \frac{\overline{nb_3}}{BC} \omega_1^2 \text{ (rad/s)} \quad (5.12)$$

Kulisa burchak tezlik yo'nalishini nb_3 vektor ko'rsatadi, shartli ravishda tezlanishlar rejasidan mexanizm sxemasidagi B nuqtaga ko'chiriladi.

Hozirgi holatda kulisaning burchak tezlanish yo'nalishi soat strelkasiga qarama-qarshi, ya'ni burchak tezlik yo'nalishidek – kulisa bo'g'inini tezlanuvchan harakatlanayotganligini ko'rsatadi.

Nazorat savollari:

1. Koromislo nuqtasining tezligini topish uchun qanday vektor tenglamalar tuziladi?
2. Koromislo nuqtasining tezlanishini topish uchun vektor tenglamasini yozing.
3. Kulisa nuqtasining tezligini topish uchun qanday vektor tenglamalar tuziladi?
4. Kulisa nuqtasining tezlanishini topish uchun vektor tenglamalar nimalardan iborat?
5. Koriolis tezlanish yo'nalishi qanday topiladi?
6. Kulisa bo'g'ini burchak tezlik yo'nalishi qanday topiladi?

6-ma'ruza. Sterjenli mexanizmni kuchga hisoblash.

Reja:

1. Mexanizmni kuchga hisoblash masalalari.

2. Dalamber tamoyili.
3. Bo'g'inlarning inersiya kuchi va inersiya kuchining momentini aniqlash.
4. Krivoship-polzunli mexanizmni kuchga hisoblash.

Tayanch iboralar va atamalar

1. Massa – ilgarilanma harakatlanuvchi jism o'lchovi.
2. Inersiya momenti – aylanma yoki silkinma harakatlanuvchi jism o'lchovi.
3. Dalamber tamoyili: harakatlanuvchi mexanik sistemaga tashqi kuchlar bilan birga, bo'g'inning inersiya kuchlarini qo'ysak, uni muvozanatda deb qarash mumkin.
4. Reaksiya – kinematik juftdagi ikki bo'g'inning o'zaro ta'sir kuchi.
5. Muvozanatlovchi kuch – dvigatel kuchi, shartli krivoshipga qo'yilib, tashqi va inersiya kuchini muvozanatlaydi.

Mexanizmni kuchga hisoblash masalalari

Real mexanizmning ishi tashqi kuch ta'sirida o'tadi. Mexanizmda tashqi kuchlar ichki kuchlarni hosil qiladi, ya'ni, bu kuch ta'sirida bitta bo'g'in boshqasiga ta'sir ko'rsatadi. Mexanizmni kuchga hisoblashning maqsadi mexanizm kinematik juftlardagi bo'g'inlarning o'zaro ta'sir kuchini hisoblashdan maqsad mexanizm kinematik juftlardagi bo'g'inlarning o'zaro ta'sir kuchini aniqlashdan iboratdir. Agar bir bo'g'in ikkinchisiga aniq kuch bilan ta'sir etsa, u holda Nyutonning uchinchi qonuniga asosan, ikkinchi bo'g'in xam birinchisiga shunday kuch bilan aks ta'sir etadi. Shuning uchun, kinematik juftlardagi bo'g'inlarning o'zaro ta'sir kuchlarini reaksiya kuchlari yoki oddiy reaksiya deyiladi va mos ravishda indeks bilan belgilanadi, masalan, R_{23} – ikkinchi bo'g'inni uchinchi bo'g'inga ta'sir kuchi, R_{32} – esa teng va teskari yo'nalgan kuchdir.

Kinematik juftlardagi reaksiya kuchlarining qiymatlari kelgusi mustahkamlikka hisoblashda kinematik juftlarning o'lchamlarini aniqlashda kerak bo'ladi, masalan, sharnirning diametiri, yo'naltiruvchining uzunligini va h.z.

Mexanizmni kuchga hisoblash, harakatlanuvchi mexanik sistema deb Dalamber prinspidan foydalanib olib boriladi; agar harakatlanuvchi mexanik sistemaga tashqi kuchlar bilan birgalikda bo'g'inlarning inersiya kuchlari qo'yilsa, unda bu sistema muvozanatda bo'ladi deb qarash mumkin va statik metodda hisoblanadi. Oddiy va murakkab harakatlanuvchi bo'g'inlarda inersiya kuchini aniqlashni ko'rib chiqamiz.

Bo'g'inlarning inersiya kuchi va inersiya kuchi momentini aniqlash.

Inersiya kuchi – fiktiv kuch, tabiatda bo'lmaydi, hisoblashni osonlashtirish uchun kirgizilgan. haqiqatda bunday jismning ikkita holati mavjud – tinch va tekis to'g'ri chiziqli harakati, unda jismga hech qanday kuch ta'sir etmaydi.

Agar jismga reaksiya kuchi ta'sir etsa, uning holati buziladi; bu kuch aks ta'sir etadi, uni inersiya kuchi deyiladi.

Ilgarilanma, aylanma va murakkab harakat qiluvchi bo'g'inlarda inersiya kuchining momentini aniqlashni ko'rib chiqamiz.

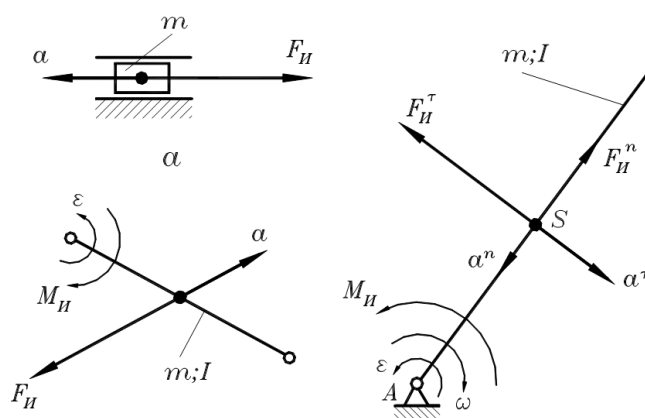
Ilgarilanma harakatlanuvchi bo'g'in. "m" massali polzun a tezlanish bilan haraktlanganda (6.1,a-rasm), Nyutonning ikkinchi qonuniga asosan, unga F_H inersiya kuchi qo'yilgan, kuchning yo'nalishi tezlanishga teskari yo'nalgan. Bu kuchning qiymati shunday topiladi:

$$F_H = ma \quad (N) \quad (6.1)$$

Aylanuvchi bo'g'in. Qo'zg'almas a nuqta atrofida ω burchak va ε tezlanish bilan harakatlanuvchi m massali bo'g'inda: massa massalar markaziga yig'ilgan (6.1,b-rasm) va inersiya momenti I massalar markaziga nisbatan olingan massalar markazi a^n normal va a^τ tangensial tezlanishga ega. Nyutonning ikkinchi qonuni qo'llanilganda bo'g'inga normal va tangensialdan iborat inersiya kuchi va inersiya kuchining momenti ta'sir etadi, bu kuchlar va moment yo'nalishi kinematik parametrlar yo'nalishiga teskari yo'nalgandir. Ular qiymati shunday topiladi:

– normal inersiya kuchi

$$F_H^n = m a^n = m AS \omega^2 \quad (N) \quad (6.1)$$



6.1-rasm

– tangensial inersiya kuchi:

$$F_H^\tau = m a^\tau = m AS \varepsilon \quad (N) \quad (6.2)$$

– inersiya kuchining momenti:

$$M_H = I \varepsilon \quad (Nm) \quad (6.3)$$

Aylanma harakatlanayotgan bo'g'inda xususiyl holatda inersiya kuchi va uning momenti nolga teng bo'lish hollarini ko'rib chiqamiz.

1. Massalar markazi aylanish markazi bilan ustma-ust tushmagan holatda, bo'g'inning burchak tezligi o'zgarmas: $AS \neq 0; \omega \neq 0; \varepsilon = 0$ unda (6.1), (6.2) va (6.3) hisobga olganda,

$$F_H^n \neq 0; F_H^\tau = 0; M_H = 0$$

Bunda, bo'g'inga faqat normal (markazga intilma inersiya kuchi ta'sir etadi).

2. Bo'g'inning massalar markazi uning aylanish markazi bilan ustma-ust tushadi, burchak tezlik o'zgarmas (shesternya, shkiv, maxovik yoki boshqa muvozanatlangan bo'g'inlarning tekis aylanayotgan holati), u holda (6.1), (6.2) va (6.3) hisobga olganda,

$$F_H^n = 0; F_H^\tau = 0; M_H = 0$$

Ya'ni, bunday bo'g'inlar tekis aylanayotganda hech qanday kuchlar ta'sir etmaydi.

3. Bo'g'inning masalalar markazi uning aylanish markazi bilan ustma-ust tushganda, burchak tezlik nolga teng, burchak tezlanish esa qiymatga egadir (pusk yoki to'xtatish momenti): $AS = 0; \omega = 0; \varepsilon \neq 0$ u holda (6.1), (6.2) va (6.3) hisobga olganda, $F_H^n = 0; F_H^\tau = 0; M_H \neq 0$.

Tekislikda murakkab harakatlanuvchi bo'g'in. “m” massali shatun massalar markazida to'plangan, va massalar markaziga nisbatan olingan I – inersiya momenti (6.1,b-rasm) ε burchak tezlanish bilan harakatlanayotganda, uning massalar markazi “a” tezlanishga ega bo'ladi. Nyutonning ikkinchi qonuniga asosan shatunga inersiya kuchi va inersiya kuchining momenti ta'sir etadi, ularning yo'nalishi kinematik parametrlar yo'nalishiga teskari bo'lib, qiymatlari esa quyidagicha aniqlanadi:

$$F_H = ma \text{ (N)}$$

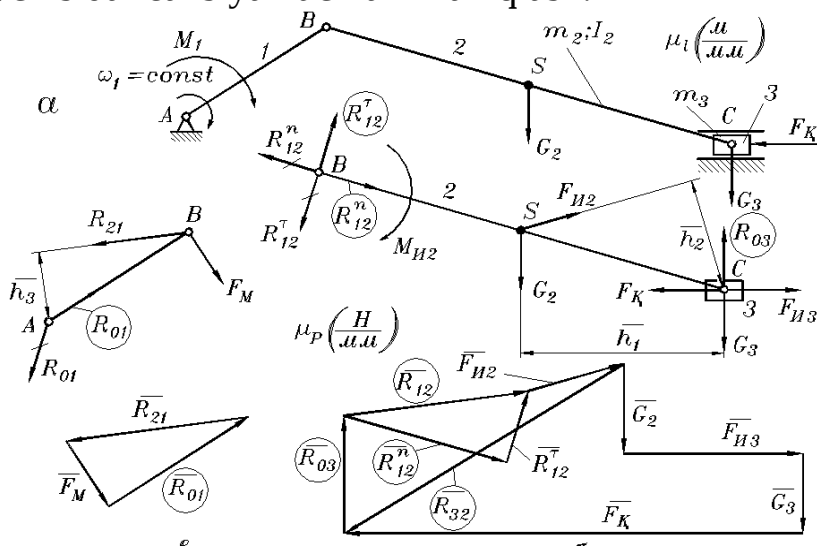
$$M_H = I \varepsilon \text{ (Nm)}$$

Inersiya kuchi va inersiya kuchi momentini aniqlash usuli ko'rsatadiki; ularni aniqlash kinematik parametrlar (tezlanish) dan tashqari, bo'g'inlarning inersion parametrlarini bilish kerak: ularning massasi m (kg), shartli ravishda massalar markaziga to'plangan ilgarilanma harakatlanuvchi jismda va I (kgm²) inersiya momenti massalar markaziga nisbatan olingan, aylanma harakatlanuvchi jismda.

Krivoship-polzunli mexanizmni kuchga hisoblash.

Kuchga hisoblashni krivoship-polzunli mexanizm Masalanida ko'rib chiqamiz. Bu masalani yechish uchun to'rtta parametрни bilish kerak: geometrik (masshtabda mexanizm sxemasi), kinematik (kirish kinematik parametr, tezlik va tezlanish rejasi), inersion (bo'g'inning massasi va inersiya momenti) va kuchlar (tashqi kuch va kuch momenti). Kinematik va inersion parametrlar kuch va inersiya kuchining momentini hisoblashda foydalaniladi. 6.2,a-rasmda krivoship-polzunli mexanizm sxemasi kuchga hisoblash uchun kerakli parametrlar bilan birga keltirilgan. Geometrik parametrlar μ_1 masshtabda mexanizm sxemasida berilgan, kinematik – kirish kinematik parametiri ω_1 - o'zgarmas burchak tezlik bilan (bunda tezlik va

tezlanish rejasi qurilgan bo‘lishi kerak). Inersion parametrlar: shatunning m_2 massasi va I_2 inersiya momenti, polzunning m_3 massasi (uning inersiya momenti berilmagan, chunki polzun bo‘g‘ini ilgarilama harakatlanadi); krivoshipning inersion parametrlari berilmagan, chunki u muvozanatlangan, ya’ni uning massalar markazi aylanish markazi bilan ustma-ust tushadi – bunda bo‘g‘inning aylanma harakatdagi xususiy holati, shu sababli unga hech qanday inersion kuch va momentlar ta’sir etmaydi. Kuch parametrlari: krivoshipga qo‘yilgan kirish kuch momenti M_1 , polzunga qo‘yilgan F_k kuch (foydali qarshilik kuchi), shatunning og‘irlik kuchi G_2 va polzunniki G_3 . Kuchga hisoblashning masalasi: A, B, C sharnirlarda va polzunning yo‘naltiruvchisida reaksiya kuchlarini aniqlash.



6.2-rasm.

Masala to‘la mexanizm uchun yechilmasdan, bu mexanizm tarkibiga kirgan statik aniq bo‘g‘in guruhleri [2] uchun – shunday harakatlanuvchi bo‘g‘inlar guruhi hisolanishi, unda noma’lumlar soni (reaksiya) tenglamalar soniga teng yoki kam bo‘lishi kerak, shunda noma’lumlar soni aniqlanadi. Oddiy to‘rt bo‘g‘inli sterjenli mexanizmlar uchun bu guruh “shatun-polzun” va “krivoship” (bitta bo‘g‘indan tashkil topgan guruh) krivoship-polzunli mexanizm uchun, “shatun-koromislo” va “krivoship” – krivoship-koromisloli mexanizm uchun va “kulisa-tosh” va “krivoship” – krivoship-kulisali uchun.

“Shatun-polzun” (6.2,b-rasm) guruhsining muvozanatini ko‘ramiz. Unga tashqi kuchlar G_2 , G_3 va F_c , inersiya kuchlari F_{I2} , F_{I3} va inersiya kuchining momenti M_{I2} ta’sir etadi. Krivoshipning yo‘qligi uni R_{12} reaksiya kuchi bilan almashtiriladi, ya’ni, krivoship 1 ning shatun 2 ga ta’sir kuchi bilan; bu reaksiya shartli ikkita tashkil etuvchiga ajratilgan: normal shatun uzunligi bo‘yicha va tangensial shatunga perpendikulyar; 6.2b-rasmda bu reaksiyalar R_{12}^n va R_{12}^t ko‘rsatilgan. Reaksiyalarning yo‘nalishlari ixtiyoriy olingan, kelgusi hisoblashda ularning haqiqiy yo‘nalishlari aniqlanadi.

Stoykaning yoʻqligi R_{03} reaksiya bilan almashtiriladi, yaʼni yoʻnaltiruvchi tomonidan polzunga taʼsir etayotgan kuch; bu reaksiya polzunning S nuqtasiga shartli qoʻlilgan va taxminan yuqoriga yoʻnalgan.

Reaksiyalarni topish uchun statikaning ikkita shartidan foydalanamiz: hamma kuchlardan olingan momentlar yigʻindisining nolga tengligi va kuch vektorlar yigʻindisining nolga tengligi. Birinchi shartni R_{12}^r reaksiyani hisoblash uchun foydalanamiz, shuning uchun C nuqtaga nisbatan momentlar tenglamasini yozamiz, bunda soat strelkasiga teskari yoʻnalgan momentni musbat, soat strelkasi boʻyicha yoʻnalganini manfiy deb qaraymiz:

$$\sum M_c = R_{12}^r \overline{BC} \mu_1 - M_{H2} + G_2 \overline{h_1} \mu_1 - F_{H2} \overline{h_2} = 0$$

Bu tenglamadan R_{12}^r – reaksiya kuchi topiladi. Tenglamadagi ifodalarning qiymatiga qarab natija musbat yoki manfiy boʻlishi mumkin. Agar natija musbat boʻlsa, yoʻnaltirilgan reaksiya kuchini oʻz yoʻnalishida qoldirish kerak, agar natija manfiy boʻlsa, reaksiya kuch yoʻnalishini teskari tomonga yoʻnaltirish kerak. Natija manfiy chiqdi, u holda

$$R_{12}^r = \frac{M_{H2} - G_2 h_1 \mu_1 + F_{H2} h_2}{BC \mu_1} \text{ (N)} < 0$$

6.2,b-rasmda R_{12}^r vektorni oʻchirib va unga qarama-qarshi vektor oʻtkazamiz, belgilanishni aylana ichiga olib qoʻyamiz.

Taʼsir chiziqlari maʼlum boʻlgan R_{12}^n va R_{03} reaksiyalarni topish uchun statikaning ikkinchi shartidan foydalanamiz – grafik kuch vektorlar yigʻindisi nolga teng $\sum \vec{F} = 0$, bunda bitta nomaʼlumdan boshlab ikkinchi nomaʼlum bilan tugatish kerak: boshqa kuchlarning ketma-ket joylashishi ixtiyoriy boʻlishi mumkin, bunda vektorlar ustma-ust tushishidan qochish kerak.

6.2,b-rasmda koʻrsatilganidek μ_p ixtiyoriy masshtabda vektor kuch koʻpburchagini quramiz. Oldin R_{12}^n reaksiya kuchini taʼsir chizigʻini shatunga parallel qilib oʻtkazamiz. Bu chiziqning ixtiyoriy nuqtasidan, bu nuqtani kelajagdagi vektorning oxiri hisoblanib, R_{12}^r kuch oʻtkazamiz, soʻng birin ketin qolgan vektorlarni F_k kuch vektorining oxiridan R_{03} reaksiyaning taʼsiri tik chiziqni oʻtkazamiz. Ikki taʼsir chiziq - R_{12}^n reaksiya va R_{03} reaksiya, bir nuqtada kesishadi bunda R_{03} reaksiya vektorining oxiri va R_{12}^n reaksiya vektorining belgilanishi aylana ichiga olingan, nomaʼlumlar topilgan.

Normal va tangensial vektorlarining yigʻindisi R_{12} toʻla reaksiyani beradi. C sharnirdagi reaksiya, yaʼni polzun uchini shatun 2 ga taʼsiri – R_{32} , polzunga taʼsir etuvchi kuch vektorlarining yigʻindisidan topilishi mumkin (6.2,b-rasm):

$$\overline{R_{32}} = \overline{F_{H3}} + \overline{G_3} + \overline{F_K} + \overline{R_{03}}$$

A sharnirdagi reaksiyani topish uchun, yaʼni stoykani krivoship 1ga

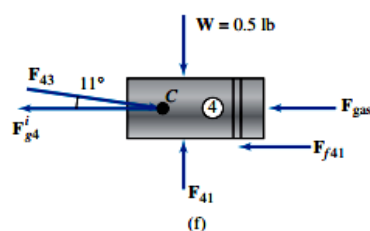
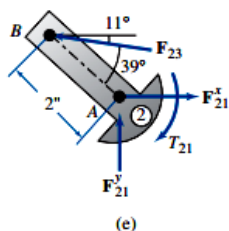
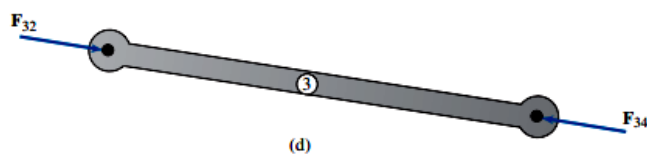
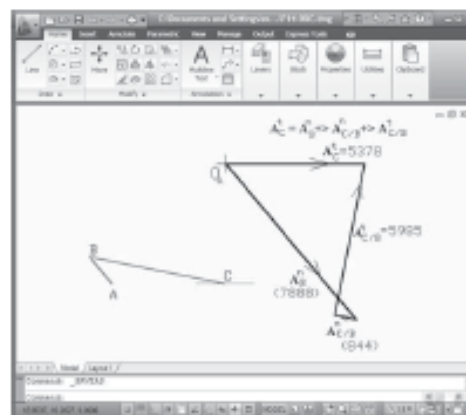
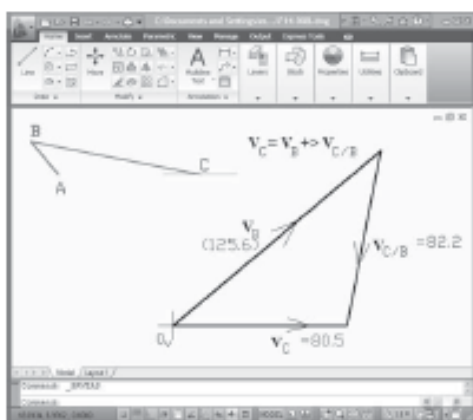
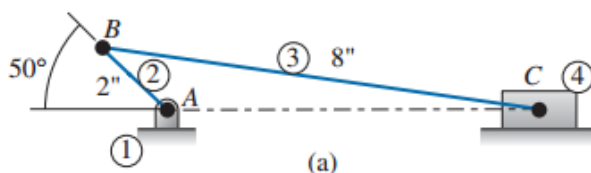
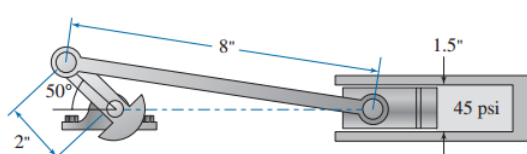
ta'sir kuchi – R_{01} ni, krivoshipning muvozanat shartini tekshirish kerak (6.2,v-rasm). Unga M_1 tashqi moment (6.2,a-rasm), shatun tomonidan R_{21} reaksiya va R_{01} noma'lum reaksiya ixtiyoriy yo'nalishda krivoship A nuqtasiga qo'yilgan bo'lib ta'sir etadi, hisoblashni osonlashtirish maqsadida tashqi M_1 momentini, krivoshipni V nuqtasiga perpendikulyar ta'sir etayotgan kuch bilan almashtiramiz.

Bu kuch shatun tomonidan reaksiyani muvozanatlaydi, shuning uchun uni FM – muvozanatlovchi deyiladi. Uning qiymati A nuqtaga nisbatan kuchlardan olingan momentlar yig'indisining nolga tenglik shartidan aniqlanadi (6.2,v-rasm):

$$\sum M_A = R_{21} \overline{h_3} - F_M \overline{AB} = 0 \quad F_M = \frac{R_{21} \overline{h_3}}{\overline{AB}}$$

R_{03} reaksiyani kuch vektorlar yig'indisining nolga tenglik shartidan topiladi:

$$\sum \overline{F} = \overline{R_{21}} + \overline{F_M} + \overline{R_{03}} = 0$$



6.3-rasm*.

* Mashines and mechanisms. Applied kinematic and mechanisms. Fourth edition. David H. Myszka. University of Dayton. 2012y. 182 bet

Buning uchun kuch masshtabida kuch ko'pburchagini quramiz (6.2,v-rasm). Oldin birin - ketin R_{21} va F_M kuch vektorlarini o'tkazamiz, yopuvchi R_{03} vektor esa qidirilayotgan vektor hisoblanadi. Sharnirli va kulisali mexanizmlarni kuchga hisoblash shunga o'xshash olib boriladi.

Nazorat savollari:

1. Sterjenli mexanizmlarni kuchga hisoblash masalasi qanday?
2. Mexanizmni kuchga hisoblash metodlari qanday?
3. Ilgarilanma, aylanma va murakkab harakatlanuvchi bo'g'inlarda inersiya kuchi qanday aniqlanadi?
4. Bo'g'in harakatida tezlikni yo'qligini va tezlanishning bo'lishini qanday tushuntirish mumkin?
5. Kuchga hisoblashda mexanizm qanday guruhlariga bo'linadi?
6. Mexanizmni kuchga hisoblashda statika shartlaridan qaysinisidan foydalanilgan?
7. Kinematik juftlarda reaksiya qanday aniqlanadi?

7-ma'ruza. Kirish. Kulachokli mexanizmlar. Turlari, geometriyasi va kinematikasi

Reja:

1. Kulachokli mexanizmni aniqlash.
2. Konstruktiv belgilarga qarab kulachokli mexanizm turlari.
3. Oddiy kulachokli mexanizmning geometrik va kinematik parametrlari.
4. Profil va faza burchaklar.

Tayanch iboralar va atamalar

1. Kulachokli mexanizm – mexanizmda kulachok deb ataladigan kirish bo'g'inining formasiga qarab, bo'g'in harakatining xarakteri aniqlanadi.
2. Turtkich (turtkich) – kulachok bilan bog'langan bo'g'in.
3. Kulachokli mexanizm tutashuvi – kulachok va turtkich (turtkich) oralig'idagi doimiy bog'lanishni ta'minlash.
4. Profil burchaklar – profildagi karakterli uchastkalarini aniqlaydigan kulachokning markaziy burchaklari.
5. Faza burchaklar – turtkich harakatining fazasiga mos keladigan, kulachokning burilish burchaklari.

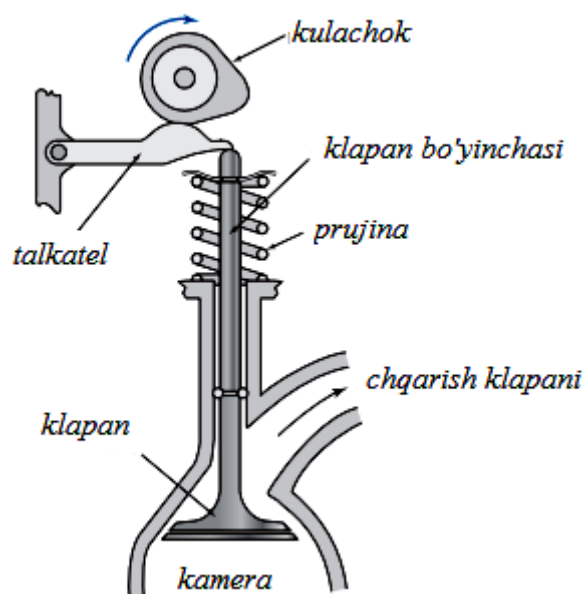
Ma'ruza matni

Kirish bo'g'inining formasidan aniqlanadi va kulachok deyiladi; kulachok bilan bog'langan bo'g'in- turtkich deyiladi. 8.1a-rasmda oddiy kulachokli mexanizm sxemasi berilgan. Kulachok-1 aniq shaklli profilga ega bo'lib, qo'zg'almas nuqta atrofida aylanadi; kulachok bilan bog'langan turtkich-2 qo'zg'almas yo'nalishda qaytishchi-ilgarilanma harakat qiladi.

Turtkich harakatining xarakteri kulachok profilidan aniqlanadi. Kelgusida barcha Masalanlarda kulachokni 1 raqami bilan, turtkichni esa 2 raqami bilan belgilaymiz.

Kulachokli mexanizm turlari.

Kulachokli mexanizm sxemalarining ko'pqirraligi ularni harakterli alomatlariga qarab turlarga bo'linishidir. Har qanday turga bo'linish nisbiy, ya'ni to'la bo'lishi mumkin emas, ko'rinishi o'zgarishi mumkin yoki turlarga bo'linish jarayonida yangi alomatlar paydo bo'lishi mumkin. Bu yerda kulachokli mexanizmlarni olti alomat bo'yicha bo'lish mumkin.



7.1-rasm*

a) hajm alomati bo'yicha:

- a) tekis;
- b) fazoviy;

Tekis kulachokli mexanizmlarda bo'g'inlar bir yoki parallel tekislikda harakatlanadi (8.1a-rasm), agarda bu shart bajarilmasa, mexanizm fazoviy bo'ladi. Shunday mexanizmlardan biri 8.1,b-rasmda ko'rsatilgan: kulachok 1

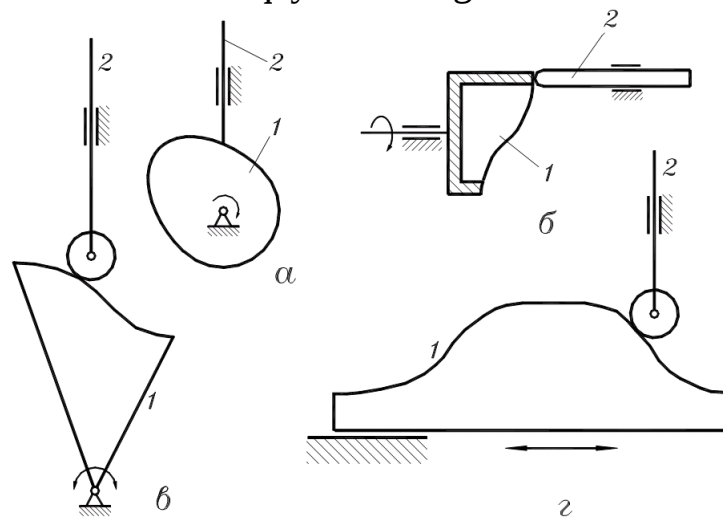
b) Kulachokning harakatlanish xarakateri bo'yicha;

- a) aylanuvchi kulachok;
- b) silkinuvchi kulachok;
- c) ilgarilanma harakatlanuvchi kulachok.

8.1,a va 8.1,b-rasmda kulachoki aylanuvchi kulachokli mexanizm sxemasi keltirilgan. 8.1,v-rasmda kulachoki silkinuvchi kulachokli mexanizm ko'rsatilgan; kulachok vektor ko'rinishida bo'lib, qo'zg'almas nuqtaga nisbatan silkinib harakatlanadi. 8.1,g-rasmda kulachoki ilgarilanma harakatlanuvchi kulachokli mexanizm sxemasi keltirilgan, bu kulachok

* Mashines and mechanisms. Applied kinematic and mechanisms. Fourth edition. David H. Myszka. University of Dayton. 2012y. 233 bet

qo'zg'almas yo'naltiruvchida qaytishchi-ilgarilanma harakat qiladi.



7.2-rasm.

c) Turtkich (tilkatel) harakatining xarakateri bo'yicha:

- a) turtkich ilgarilanma harakatlanuvchi;
- b) silkinuvchi turtkichli.
- c) turtkich li murakkab harakat qiluvchi.

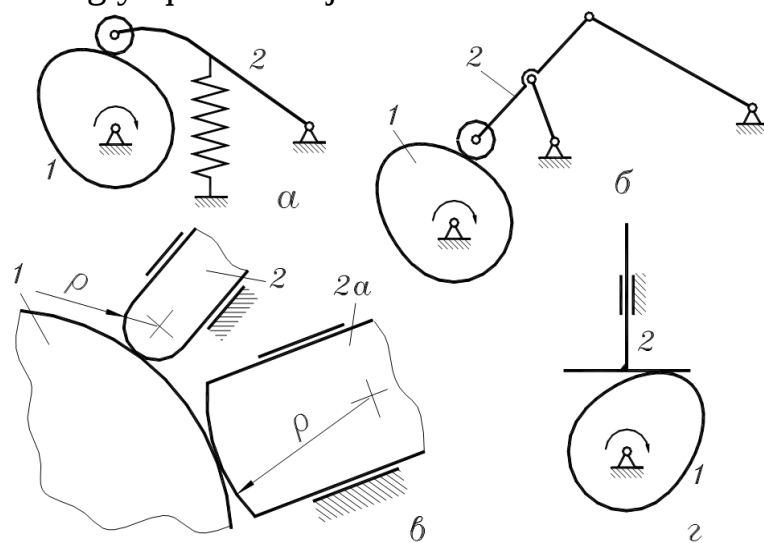
8.2-rasmda ko'rsatilgan hamma kulachokli mexanizm sxemalarida turtkich ilgarilanma harakatlanadi. 8.2,a-rasmda silkinuvchi turtkichli kulachokli mexanizm sxemasi keltirilgan: turtkich 2 qo'zg'almas nuqtaga nisbatan silkinishi mumkin, u harakatining xarakateri kulachok 1 profiliga bog'liq. 8.2,b-rasmda turtkichli murakkab harakat qiluvchi kulachokli mexanizm sxemasi ko'rsatilgan. Turtkich 2 sterjenli sharnirli mexanizm bo'lib, u nuqtaning harakat traektoriyasi bu mexanizm bo'g'ini o'lchamiga bog'liq, u harakatining xarakateri, ya'ni tezlik va tezlanish kulachok 1ning profilidan aniqlanadi.

d) Turtkichning konstruksiyasi bo'yicha – kulachok bilan bog'langan turtkichning bir qismi ko'riladi:

- a) o'tkir uchli turtkichli;
- b) yassi turtkichli;
- c) tekis turtkichli;
- d) rolikli turtkichli;

O'tkir uchli turtkichli kulachokli mexanizm sxemasi 8.1a-rasmda berilgan, yassi turtkichligi esa kulachokning bog'lanishi oliy kinematik juftni tashkil etadi, nazariyada bog'lanish bitta nuqtada bo'ladi. xaqiqatda kinematik juft elementlarining elastik siqilish natijasida kulachokdan turtkichga uzatilayotgan kuch, bog'lanish sirtlarida kontakt yuza hosil qiladi, bu yuza qancha katta bo'lsa, kuchni uzatish sharti shuncha yaxshi bo'ladi, ya'ni kulachokli mexanizm ishlash sharoiti yaxshilashadi. 8.1a-rasmda ko'rsatilgan kulachokli mexanizmدا bu sharoitlar eng yomon,

turtkichning oxiri o'tkir uchli qilingan. Bunday kulachokli mexanizm katta kuchlarni o'tkaza olmaydi, u o'lchash sistemalarida foydalanishi mumkin, kulachok profilining yaqinlik darajasi bilan.



7.3-rasm.

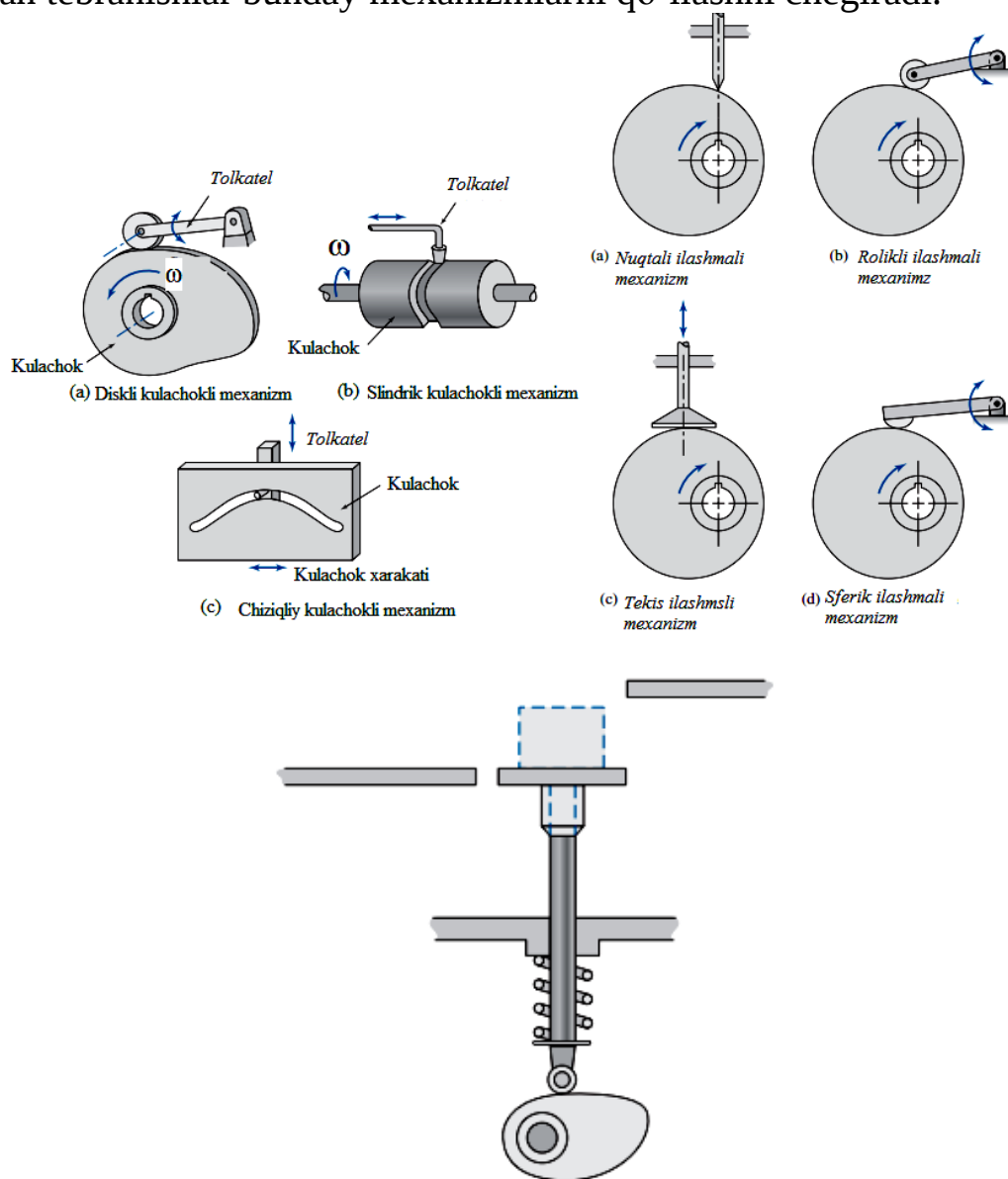
Turtkichi yoy shaklida bo'lgan kulachokli mexanizmlar asosan (8.1b-rasm) kuchga ishlaydi, bunda turtkichning yoy qismining egrilik radiusi qancha katta bo'lsa, shuncha kontakt zonada katta yuza hosil bo'ladi va shu bilan kuchni uzatish sharti osonlashadi. 8.2,b-rasmida ikkita yumaloqlangan turtkich kulachok 1 bilan bog'langanligi ko'rsatilgan 8.2,a turtkichda yumaloqlangan qismning egrilik yumaloqlangan qismi 2 turtkichga qaraganda kichik, ya'ni egrilik radiusi qancha katta bo'lsa, shuncha egrilik kichik bo'ladi.

Kontakt yuzaning katta bo'lganligi sababli, 8.2,a turtkichning ishlash sharoiti yaxshi. Yumaloq turtkichli kulachokli mexanizmlar porshenli dvigatellarning gaz taqsimlash sistemasida, kompressor klapanlarining ochilib va yopilishini ta'minlash uchun qo'llaniladi.

Turtkichning egrilik radiusi cheksizlikka o'sib borishida egrilik nolga kamayadi va turtkich kulachok orasidagi kontakt yuza eng katta bo'lgan tekis turtkich hosil bo'ladi va mos ravishda kuchni uzatish sharoiti eng katta bo'ladi. 8.2,a-rasmida tekis turtkichli kulachokli mexanizm sxemasi ko'rsatilgan. Turtkichning konstruksiyasi sterjen va tekis tarelkadan iborat bo'lib, u planda yumaloq formaga ega. Shunday mexanizmlar tekislikda keng qo'llaniladi.

O'tkir uchli, yumaloq va tekis turtkichli kulachokli mexanizmlarning umumiy kamchiligi ishlash davrida kulachok va turtkich orasidagi sirpanib ishqalanishning mavjudligi. Turtkich rolikka ega bo'lgan kulachokli mexanizmlar bundan mustasnodir. (8.1v, 8.1g, 8.2a, 8.2b-rasmlar). Bunda qo'shimcha bo'g'in (rolik)ning borligi va aylanma kinematik juftidagi

tirqish. “rolik-turtkich” kulachokning yuqori chastotada aylanishidan hosil bo‘lgan tebranishlar bunday mexanizmlarni qo‘llashni chegiradi.



7.4-rasm*

e) Kulachok va turtkichning o‘zaro doimiy kontaktda bo‘lishini ta’minlash bo‘yicha (tutashuv bo‘yicha)

- kuchli tutashuv;
- kinematik (geometrik) tutashuv.

Kuchli tutashuvlarda turtkich kulachokka og‘irlik kuchi yoki maxsus qurilmalar (pnevmo yoki gidrotsilindrlar) yordamida tegib turadi Keng tarqalgan prujina bilan bosish (8.2,a-rasm), bunda kulachokning yuqori aylanishida turtkichdan uzilmaslik bo‘yicha parametrlar hisoblanadi. Kinematik (geometrik) tutashuvda, mexanizmning konstruktiv xususiyatlariga ko‘ra

* Mashines and mechanisms. Applied kinematic and mechanisms. Fourth edition. David H. Myszka. University of Dayton. 2012y. 224 bet

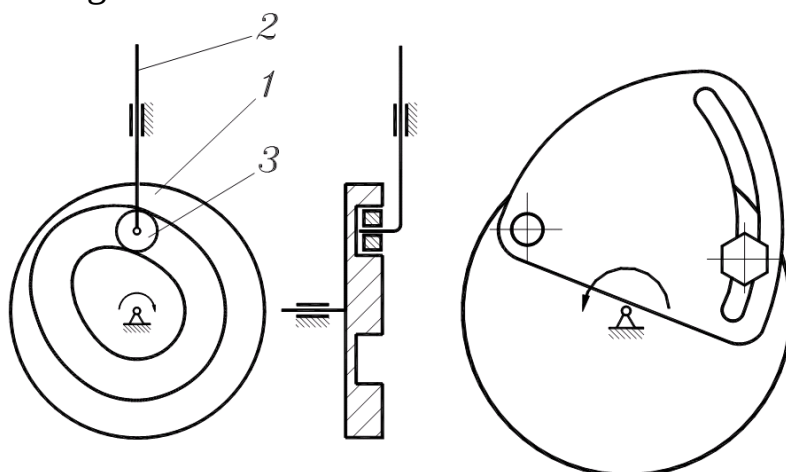
turtkich kulachok profilidan ajralmasligi kerak. 8.3-rasmda mumkin bo'lgan konstruksiyalardan bo'lgan konstruksiyalardan biri ko'rsatilgan.

Bu yerda rolik 3 turtkich 2 ning chuqurchasiga kiradi, u kulachok profilining diski 1 bajarilgan. Rolik chuqurlikning ichida yumalash uchun, uning diametri chuqurlikning enidan kichik bo'lishi kerak, bu gap tomondagi kesimda yaxshi ko'rinib turibdi. Kulachokning har bir aylanishida, kulachok va rolik oralig'idan tirqish yordamida rolik chuqurlikning gox bir tomoniga, gox ikkinchi tomoniga bosiladi. Katta tezliklarda bu zarbaga uchraydi, shuning uchun o'xshash mexanizmlardan kichik tezliklarda foydalaniladi.

f) Регулировка (sozlash) mumkinligi bo'yicha:

- a) sozlab bo'lmaydi;
- b) sozlanadi.

Shu paytgacha ko'rib chiqilgan hamma mexanizmlarni sozlab bo'lmaydi. Sozlanadigan kulachokli mexanizm ham bor, ularni parametrlarini o'zgartirish kerak.



7.5-rasm.

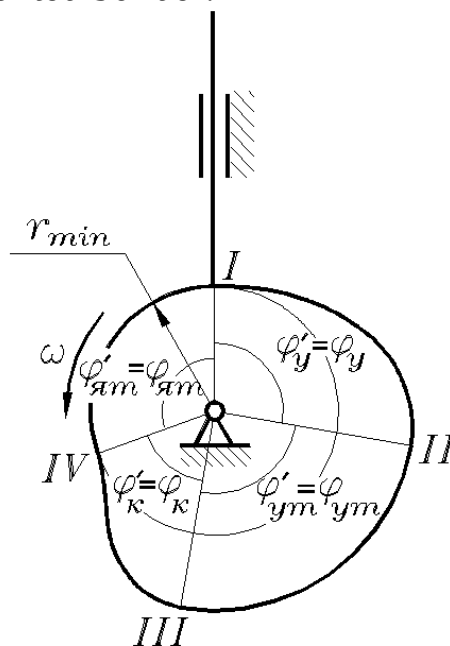
Turtkichning holati, turtkich yo'li va kulachok profili регулировка qilinishi mumkin. 8.3,b-rasmda profili sozlash mumkin bo'lgan kulachok konstruksiyasi ko'rsatilgan. Profilning aniq sektori sharnirda diskka o'rnatilgan va har xil holatlarda vint yordamida mahkamlangan, shu bilan profilning o'zgarishini ta'minlaydi. Barcha ko'rsatilgan oltita konstruktiv xususiyatga ko'ra alohida kulachokli mexanizmni harakterlashi mumkin. Masalan, 8.2,a-rasmda ko'rsatilgan mexanizm to'la quyidagicha ta'riflanishi mumkin: aylanuvchi kulachokka ega bo'lgan tekis sozlab bo'lmaydigan rolikli silkinuvchi turtkich va kuchli tutashuvga ega kulachokli mexanizm.

Oddiy kulachokli mexanizm geometriyasi va kinematikasi.

Kulachokli mexanizmning geometriya va kinematikasini bir-biridan ajratib bo'lmaydi, chunki kulachokning formasi turtkich harakatining

xarakteriga bevosita bog'liq. Buni aylanuvchi kulachokli va ilgarilanma harakatlanuvchi o'tkir uchli turtkichli - kulachokli mexanizm Masalanida ko'rib chiqamiz (8.1,a-rasm).

Kulachokdan boshlaymiz. Ko'pincha, kulachok profili ikkita konsentrik aylana yoydan tuzilgan bo'lib, egri chiziqlar birlashmasi bo'ladi (8.4-rasm); bu chiziqlarni formasi har xil bo'lib, loyihalashtiriladi. Kichik aylanani minimal radiusdagi r_{min} aylana deyiladi va istalgan kulachok konstruksiyasining asosida yotadi. Aylana yo'ylarini egrilik bilan tutashgan nuqtalari (8.4-rasmda I, II, III, IV nuqtalar) profilning harakterli nuqtalari bo'ladi. Sxemada kulachok shunday buxak holatda ko'rsatilganki, unda turtkich I nuqtada kontaktda bo'ladi.

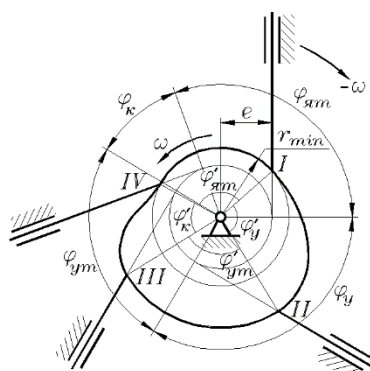


7.6-rasm.

Turtkich harakatini kulachok aylanishida ko'ramiz. Kulachok aylanish yo'nalishi (soat strelkasiga teskari) bo'yicha ϕ'_u burchakka burilganda, turtkich kulachok markazidan uzoqlashadi shuning uchun profildagi I-II uchastkani uzoqlashuv uchastkasi deyiladi, bu uchastkaga mos ravishda markaziy burchak ϕ'_u – profil uzoqlashuv burchagi to'g'ri keladi. Kulachokning kelgusi burilishida turtkich II-III uchastkada kulachok profili bilan kontaktda bo'lib, u aylana yoyi bo'yicha bajarilgan, turtkich bu holatda qo'zg'almas bo'lib, kulachok markazidan eng uzoqda joylashadi. Shuning uchun bu profil uchastkani uzoqda turish uchastkasi deyiladi, unga kulachokning markaziy burchagi ϕ'_{ut} mos keladi, shu sababdan uni uzoqda turish profil burchagi deyiladi. Turtkich III-IV uchastkada profil bilan kontaktda bo'lganda, turtkich kulachok markazi tomon yo'naltiruvchi bo'yicha qaytadi. Shuning uchun, bu uchastkani profilning qaytish uchastkasi deyiladi, unga kulachokning makaziy burchagi ϕ'_k mos keladi,

uni profilni qaytish burchagi deyiladi. IV-I uchastkadagi kontaktdan turtkich kulachok markaziga eng yaqin holatda qo'zg'almas bo'ladi, mos ravishda bu uchastkani yaqinlashuv uchastkasi deyiladi, φ'_{yat} – kulachok burchagini esa profil yaqinlashuv burchagi deyiladi.

Kulachokli mexanizmning geometrik va kinematik parametrlari to'g'risida gapirilganda, kulachokning profil burchaklari va kulachokli mexanizmning faza burchaklarini farqlash kerak. Kulachokning profil burchaklari – kulachokning markaziy burchaklari bo'lib, profilni xarakterli uchastkalari bilan chegaralangan; profil burchaklar kulachokka tegishli, ya'ni uning geometrik parametrlari hisoblanadi; bu burchaklar yuqorida ko'rilgan. Kulachokli mexanizmning faza burchaklari – kulachokning burilish burchagi (φ_u , φ_{ut} , φ_k va φ_{yat}), turtkich harakatining bazasiga mos

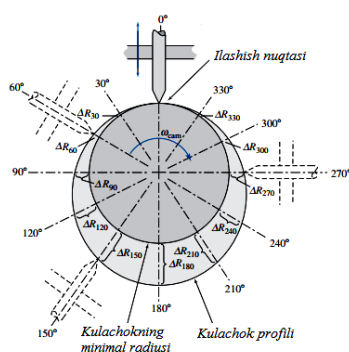


7.7-rasm

tushadi: uzoqlashuvi, qaytish, uzoqda va yaqinda turish faza burchaklar kulachokli mexanizmga tegishli bo'lib, uni kinematik parametrlari deyiladi.

Profil va faza burchaklar o'tkir uchli turtkichi ilgarilanma harakatlanuvchi markaziy kulachokli mexanizmlarda faqat ustma-ust tushadi; markaziy mexanizmda turtkichni harakat chizig'i kulachokning aylanish markazidan o'tadi (8.4-rasm).

Profil va faza burchaklar markaziy bo'lmagan kulachokli mexanizm Masalanida ustma-ust tushmasligini ko'rsatamiz (8.5-rasm). Bu mexanizmda turtkichni harakat chizig'i kulachokning aylanish markazidan o'tmaydi, undan "e" masofada uzoqda qoladi, uni eksentrisitet deyiladi. Kulachokli mexanizm turtkich kulachok bilan I nuqta bog'langan holati ko'rsatilgan.



Bu mexanizm ishini tahlil qilish uchun harakatni aylantirish usulidan foydalanamiz, bunda kulachok qo'zg'almas deb qaralib, turtkichga yo'naltiruvchisi bilan kulachok markazi atrofida - ω_1 burchak tezlik aylanish beriladi, ya'ni kulachok aylanish yo'nalishiga teskari yo'nalish. Bu sistema burilishida turtkich yo'naltiruchi bo'ylab, kulachok profili orqasidan siljiydi. Turtkichni kulachok profilidagi II, III va IV xarakterli nuqtalarida

bog'langan holatini chizamiz.

Turtkich bu holatlarda "e" radius bilan chizilgan aylanaga o'tqazilgan urinma bo'ylab joylashadi. Turtkichni bu holat oralig'idagi burchaklar

kulachokning burilish burchagiga teng bo‘ladi, mos ravishda turtkichning harakat fazasi, ya’ni faza burchagi. Bu burchaklarni ko‘rsatish uchun urinish nuqtalaridan radiuslar o‘tkazamiz; bu radiuslar oralig‘idagi burchaklar, faza burchaklari bo‘ladi. Profil va faza burchak farqi 8.5-rasmdan ko‘rinib turibdi: φ_u uzoqlashuv faza burchagi φ'_u profil burchagidan katta, φ_k qaytish faza burchagi esa φ'_k profildan kichik. Uzoqda va yaqinda turish uchastkasida bu burchaklar bir xil.

Nazorat savollari:

1. Kulachokli mexanizm nima?
2. Kulachok va turtkich qanday harakat qilishi mumkin?
3. Tekis va fazoviy kulachokli mexanizm nima bilan farqlanadi?
4. Turtkichi rolikli kulachokli mexanizm afzallik va kamchiliklari nima?
5. Kuch va kinematik tutashuvli kulachokli mexanizmlar farqi nimada?
6. Sozlanuvchi kulachokli mexanizmida nima sozlanadi?
7. Harakatni aylantirish usuli nima?
8. Profil va faza burchaklar orasidagi farq nimada?
9. Qanday kulachokli mexanizmida profil va faza burchaklari teng bo‘ladi?

8-ma’ruza. Mashina detallari fanining mazmuni, maqsad va vazifalari

Reja:

1. Kirish. Asosiy atamalar va ularning ta’riflari. Fanning asosiy vazifasi.
2. Mashina qism va detallariga qo‘yiladigan asosiy talablar.
3. Mashina detallarining ishlash qobiliyatini belgilovchi mezonlar.

Tayanch iboralar va atamalar

Mashina, detal, uzel, ishlash qobiliyati, umrboqiylik, ishonchlilik, ta’mirlashga yaroqlilik, texnologik qulaylik, tejamlilik, mustahkamlik, bikrlilik, yeyilishga chidamlilik, issiqbardoshlik, titrashga chidamlilik

Ma’ruza matni

«Mashina detallari fanining mazmuni, maqsadi va vazifalari» mavzusi bo‘yicha ilovalar

Mashina detallari faninng mazmuni, maqsadi va vazifalari

Mashina detallari fani barcha turdagi mashinalar uchun umumiy bo‘lmish detal (bolt, gayka, tishli g‘ildirak va boshqalar) va uzellarni hisoblash va loyihalash asoslarini o‘rgatuvchi fandir.

Mashina — detal va uzellar yig‘indisidan iborat bo‘lib, muayyan ishni bajarish uchun mo‘ljallangandir.

Detal — mashinaning bir xil materialdan tayyorlangan va alohida bo‘laklarga ajralmaydigan qismi. Masalan, bolt, gayka, val, shkiv, tashqi g‘ildirak va boshqalar.

Mashinada ma'lum bir vazifani bajarish uchun mo'ljallangan va bir necha detaldan tuzilgan qism **uzel** deb ataladi.

Sanoatda ishlatiladigan mashinalar uchun umumiy detallar va uzellarning asosiylari - val, o'q, tishli g'ildirak, chervyak, shkiv, podshipnik, mufta, boltli, payvandli, ponali, shlitsali va boshqa birikmalardir.

Mashina qism va detallariga qo'yiladigan asosiy talablar.

Ishlash qobiliyati – mashina, mexanizm va qismlar asosiy belgilovchi parametrlarining holati texnik hujjatlarda ko'rsatilganga mosligidir. Masalan, mashina dvigateli zarur bo'lgan quvvatni sodir qilmasa yoki reduktor ish jarayonida qizib ketsa, bu hollarda mashina ishlash qobiliyatini yo'qotgan hisoblanadi.

Umrboqiylik – belgilangan vaqt ichida mashina va mexanizmlar ishlash qobiliyatini yo'qotmaslik, texnik imkoniyati (resurs) yetarli darajada bo'lishi. Shu vaqt ichida qismlarda texnik xizmat yoki ta'mirlash ishlari olib boriladi.

Ishonchlilik – texnik vositalarining to'xtab qolmasdan ishlash ehtimolligi. **Buzilish** (отказ) – ishlash qobiliyatini yo'qotish. **Uzilish** (сбой) – buzilishni yengil usulda tuzatish. Ma'suliyat yuqori bo'lgan hollarda mashinani ishlash qobiliyatini ko'tarish maqsadida uni zaxiralab, ehtiyot qilib ishlatiladi. Bu usul, asosan, elektrik, gidravlik sistemalarga tegishli bo'lib, ayrim hollarda mexanik sistemalarni zaxiralash ham qo'llaniladi.

Ta'mirlashga yaroqlilik – texnik vositalar yordamida buzilishlarni aniqlash va tuzatish, ya'ni tuzilmalar ajratish va yig'ishga nisbatan oddiy bo'lishi kerak.

Texnologik qulaylik – detal qismlarining ishlab chiqarish va foydalanishga qo'yilgan talablarga mosligi. Texnik vositalarni yaratuvchi konstruktor shu obyektни ishlatish, foydalanish jarayonlarini hisobga olishi lozim.

Tejamlilik ishlab chiqarish, foydalanish, ishlatish va materialning tannarxi bilan belgilanadi. Sharoit qanday bo'lishidan qat'iy nazar bu tannarx minimal qiymatga ega bo'lishi kerak, ya'ni ikkita bir xil tavsifga ega bo'lgan mashinaning ishlash qobiliyati, ishonchliligi, ta'mirlashga yaroqliligi teng bo'lsa, bularning ichidan, arzon materialdan tayyorlangan, ishlab chiqarishi va foydalanishi oddiy bo'lgan mashina yaxshi deb topiladi.

Mashina detallarining ishlash qobiliyatini belgilovchi mezonlar

Shunday mezonlarga mustahkamlik, bikrlilik, yeyilishga chidamlilik, issiqbardoshlik va titrashga chidamlilik kiradi.

Mustahkamlik – detalning qo'yilgan yuklanishga bardosh berib ish jarayonida sinmay va benuqson ishlay olish xususiyati. Statik mustahkamlik va toliqishga qarshilik xususiyatlarini yo'qotishi detallarni sinishga olib

keladi.

Statik mustahkamlik sharti:

$$\sigma < \sigma_B,$$

bu yerda: σ – detaldagi kuchlanishlar;

σ_B – detal materialining mustahkamlik chegarasi.

Ish jarayonida detalga ta'sir qilayotgan yuklamaning qiymati va yo'nalishi o'zgarib tursa, vaqt o'tishi bilan toliqishga qarshilik xususiyati yo'qolib, detalni sinishiga olib keladi. Kuchlanish sikllar soni biror qiymatga ega bo'lganidan so'ng, detalning ayrim joylarida to'plangan kuchlanish ta'sirida mayda yoriqchalar paydo bo'ladi. Detallarning kuchlanishlar to'planishlari uning sirtlarining o'zgarishiga olib keladigan elementlardir, masalan, val va o'qdagi ariqchalar va galtellar, shponka uchun mo'ljallangan ariqchalar. Bundan tashqari, mikroyoriqlar detallarning kontakt yuklamalar ta'sir etayotgan silliq sirtlarida sodir bo'lishi mumkin (Shesternya tishlarining sirtlari, dumalash podshipniklari xalqalarining ishchi sirtlarida). Bu hollarda kuchlanishlar to'planishlari material nuqsonlari hisoblanib ular kavaklar yoki sirtlarga mexanik ishlov berish natijasida hosil bo'ladigan chiziqliqchalardir.

Toliqishga qarshilik sharti:

$$\sigma < \sigma_{-1},$$

bu yerda: σ_{-1} – detal materialining chidamlilik chegarasi.

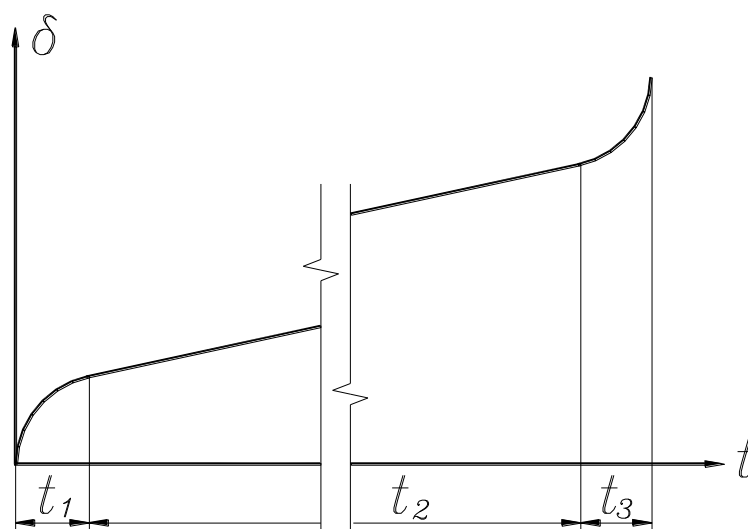
Bikrlik – yuklama ta'sirida deformatsiyaga qarshilik ko'rsatish qobiliyati. Bikrlikning quyidagi hollarini uchratish mumkin: statik bikrlik va titrash bikrlik, ya'ni yuklanish sikllarining o'zgargan holda hosil bo'lgan deformatsiyaga qarshilik ko'rsatish qobiliyati.

Yeyilishga chidamlilik – yeyilishga qarshilik ko'rsatish qobiliyati. Yeyilish – detallarning o'zaro ishqalanish tufayli sodir bo'ladigan jarayon bo'lib, buning natijasida detallar o'z o'lchamlarini asta-sekin o'zgartiradi. Ishqalanish – shak-shubhasiz yuz beradigan shunday jarayonki, mashina detallarini zamonaviy moylash sistemasini ishlatishdan qat'iy nazar, hamma turdagi mashinalarda hosil bo'ladi. Biror muddat orasida detallarda hosil bo'ladigan yeyilishni 1.1-rasmdagi grafikda Masalan tariqasida ko'rsatish mumkin, bu yerda: δ – tutashgan sirtlarning yeyilish qiymati, t – xizmat muddati.

t_1 – tekislashtirish muddati: mashinaning yangi detallarida ishqalanish jarayoni vaqtida sirtlardagi kam (oz) miqdorga ega bo'lgan notekisliklar silliqatlanadi.

Bu jarayondan keyin mashinalar normal holatda ishlaydi. Tutashgan detallar sirtida hosil bo'lgan yeyilish jarayoni normallashtirib, t_2 vaqtga teng bo'ladi (1.1-rasm). Bu qiymat (t_2) to'g'ri loyihalangan mashinada bir necha

o‘n ming soatga teng bo‘lishi mumkin. Mashinadagi detallarning umumiy ish soati tekislash uchun va normal yeyilishga ketgan vaqtlar yig‘indisi (t_1+t_2) dan katta bo‘lmasligi kerak, bundan keyin tiklanish ta‘mirlari bajariladi yoki detallar almashtiriladi. Aks holda, detallarda xavfli yeyilish paydo bo‘ladi, uning qiymati t_3 – bo‘lib, katta qiymatga ega emas, lekin mashina detallarining ishlash layoqatini yo‘qotishga yoki ishdan chiqishiga, butunlay buzilishiga olib keladi. Detailarning ishlash muddatini oshirish maqsadida o‘zaro ishqalanuvchi yuzalar orasiga chang, namlik, har xil zarrachalar tushishidan saqlanish zarur, chunki, zanglash yeyilish darajasini tezlashtiradi.



8.1-rasm.

Issiqbardoshlik – belgilangan tartibda qism va detallarning ishlash qobiliyati. Issiqlikning oshib ketishi quyidagi salbiy oqibatlarga olib kelishi mumkin:

1. Mustahkamlikni kamaytiradi va oquvchanlik paydo bo‘ladi. Tajriba asosida quyidagi issiqlik chegaralari belgilangan:
 - konstruksion po‘latlar uchun $(300 \div 400)^{\circ}t$,
 - alyumin qoplamalari uchun $(150 \div 200)^{\circ}t$,
 - metal qotishmalar uchun $(450 \div 500)^{\circ}t$,
 - issiqbardosh po‘latlar uchun $1000)^{\circ}t$.
2. Moylanish tartibining buzilishi natijasida yeyilish darajasi tezlashadi. Moyning zichlik darajasi kamayib, o‘zaro ishqalanuvchi yuzalarda kontakt kuchlanish hosil bo‘ladi, natijada detallar ishlash qobiliyatini yo‘qota boshlaydi.
3. Kinematik juftlardagi tirqishning ko‘payib yoki kamayib ketishi zarblar yoki ishqalanishning kattalashishiga olib keladi.
4. Issiqlikdan hosil bo‘lgan kuchlanish ruxsat etilgan qiymatdan oshib

ketishi mumkin.

Titrashga chidamlilik – mashinalar belgilangan burchak tezlik va burchak chastotasi orasida ishlashi uchun qism va detallarning ishlash qobiliyati. Mashina va mexanizmlar nazariyasidan ma'lumki, har qanday mashina tebranishni jadallashtirish manbai hisoblanadi, yaxni har qanday mashinaning harakati tebranish holatini keltirib chiqaradi. Bunday holat detallar va ularning birikmalarini loyihalashda hisobga olinadi. Bunga uchuvchi apparatlar yaqqol Masalan bo'la oladi, qaysiki alyuminiydan tayyorlangan korpusni va uni qoplovchi detallar ajralmas birikmalar yordamida bajarilib, payvand usulida emas, balki parchin mix birikmasi ishlatilgan. Tebranish vaqtida hosil bo'lgan mayda yoriqchalar payvand alyuminiyli chokda tez rivojlanib butun chok uzunligi bo'yicha tarqalishi mumkin. Parchin mixli birikma ishonchli ishlaydi, chunki chokda hosil bo'lgan mayda yoriqchalar faqat parchin mix atrofidagi chokda bo'ladi, ya'ni chokning butun uzunligiga ta'sir qilmaydi, natijada konstruksiyaning ishlash qobiliyati saqlab qolinadi.

Nazorat savollari:

1. Mashina deganda nimalarni tushunasiz?
2. Nima uchun mashinalar yaratiladi?
3. Mashinalar qanday qismlardan yasaladi?
4. Mashinalarda umumiy bo'lgan qanday qismlarni bilasiz?
5. Mustahkamlik deganda nimalarni tushunasiz?
6. Umrboqiylik deganda nimalarni tushunasiz?
7. Ishqalanishga chidamlilik nima?
8. Tebranishga chidamlilik nima?
9. Issiqbardoshlik deganda nimalarni tushunasiz?

9-ma'ruza. Birikmalar. Payvand birikmalarning tuzilishi va mustahkamlikka hisoblash

Reja:

1. Birikmalarning turlari. Payvandlash va payvandlashning turlari to'grisida umumiy ma'lumotlar.
2. Payvand birikmalarning va payvand choklarning turlari.
3. Payvand birikmalarni mustahkamlikka hisoblash asoslari.

Tayanch iboralar va atamalar

Birikma, ajraladigan birikma, ajralmaydigan, rezbali, shponkali, shlitsali, payvand, parchin mixli, payvandlash, payvand chok, uchma-uch, ustma-ust, burchakli, tavrSimon, cho'zilishga mustahkamlik, yondosh chok, ro'para chok, kesishishga mustahkamlik, ruxsat etilgan kuchlanish.

Ma'ruza matni

Birikmalar turlari. Payvand birikmalar.

«Mashina va mexanizmlar nazariyasi» fanidan ma'lumki, mashina yoki mexanizm bo'g'ini – bitta detal yoki detallar bilan o'zaro bog'langan qattiq sistema bo'lib, bir qabilada harakat qila olish qobiliyatiga egadir. Bunday birlilikda bog'lanish texnikada qo'zg'almas birikma deyiladi.

Izohdan tushunarliki, mashinada detallarni qo'zg'almas birikma holida ishlatish zarurdir, chunki ularning ayrim bo'g'inlarini konstruksiya xususiyatlariga qarab bir butun qilib tayyorlashning iloji bo'lmaydi, ular bir necha qismlardan iborat bo'ladi.

Qo'zg'almas birikmalar ajralish turiga qarab ajraladigan va ajralmaydigan turlarga bo'linadi.

Rezbali, shtiftli, klemmali, shponkali, shlitsali va profilli birikmalar ajraladigan birikmalar bo'lib, bunda uzellar detallarga ajratilganda detallarga shikast yetkazilmaydi. Texnikada eng ko'p qo'llaniladigan rezbali birikmadir. Bunday birikmalar bolt, vint va gayka yordamida amalga oshiriladi. Shtiftli birikmalarni hosil qilish uchun konussimon yoki silindr shakldagi shtiftlarni birikuvchi detallar teshigiga zo'riqish holatda joylashtiriladi. Shunga o'xshash birikmalarning bir xili keltirilgan (vallarni o'zaro biriktirish muftalari). Klemmali birikmada maxsus siquvchi vosita ishlatiladi. Ularni tuzilmasi va hisobi [6] da keltirilgan. Shponkali va shlitsali birikmalarning tuzilishi va hisoblash usullari keltirilgan. Profilli birikmalar maxsus holatlarda detallarni val va o'qlarga o'rnatishda ishlatiladi. Val va gupchakning tutashadigan joyini ko'ndalang kesimi dumaloq shaklda bo'lmay, tekislangan uchburchak yoki to'g'ri to'rtburchak (kvadrat) ko'rinishida bo'ladi.

Ajralmaydigan birikmalar - shunday birikmalarki, birikuvchi va biriktiruvchi detallarni ayrim qismlarga ajratish uchun, birikma elementlarini sindirish yoki shikastlantirishga to'g'ri keladi. Bunday birikmalarga parchin mixli, payvand hamda yelim yordamida biriktirish kiradi.

Ajraladigan va ajralmaydigan birikmalar orasida detallari o'zaro tig'izlik bilan o'tkazilgan birikmalar ham mavjud. Ayrim hollarda, val va o'qlarga detallarni o'rnatishda qo'llaniladi. Bunday birikmalar, detallarni qayta o'rnatish va ajratish imkonini beradi. Lekin qisman qiyinchiliklarga duch kelgan holda yoki sirtlarni kamroq shikastlantirish evaziga amalga oshiriladi.

Ajralmaydigan birikmalar texnikada juda ko'p ishlatiladi, birorta mashina usiz yaratilmaydi. Ayrim mashinalarda qo'zg'almas birikmalarni yuzlab, minglab uchratish mumkin. Masalan uchun, IL-76 samolyotida 800 mingga yaqin boltli birikmalar va 1,5 millionga yaqin parchin mixni

uchratish mumkin.

Qo'zg'almas birikmalarning ishlash qobiliyatini belgilovchi mezon mustahkamlik hisoblanadi.

Birikmalar birikuvchi detallar qatorida teng mustahkamlikka ega bo'lishi kerak. Masalan, payvand chokning va payvandlanadigan detallarni mustahkamlik tavsiflari o'xshash, bir-biriga yaqin bo'lishi kerak.

Payvand birikmalarning tuzilishi va mustahkamlikka hisoblash

Umumiy ma'lumotlar

Payvand birikmalar ajralmas birikmalar turkumiga kiradi. Tutashgan joyida detal materialini payvandlash yo'li bilan hech qanday qo'shimcha element talab qilmagan holda birikma hosil qilinadi.

Payvandlash – texnologik jarayon bo'lib, molekulyar yopishish kuchlar asosida detallarni yuqori darajada mahalliy qizdirib biriktirishdir.

Payvand chok – payvandlanuvchi detallarni payvandlangandan keyin qotib qolgan biriktiruvchi metall hisoblanadi.

Hamma metallar va ayrim plastmassalar payvandlanadi, odatda kam uglerodli po'latlar payvandlanadi.

Qurilish tuzilmalarining elementlari, mashina detallari, qozon idishlar va rezervuarlar payvandlanib tayyorlanadi.

Ajralmas birikmalar orasida payvandlash ham mashina detallariga muvofiq ravishda to'g'ri kelib, takomillashgan hisoblanadi, chunki boshqalarga nisbatan, tashkil etuvchi detallarni yaxshiroq bir butunga yaqinlashtiradi. Lekin payvand birikmalar ham kamchiliklardan xoli emas. Payvand birikmalarning ikki yo'nalishdagi xususiyatlarini ko'rib chiqamiz.

1. Ko'pgina hollarda mashinaning payvand detallari quyma va bolg'alab olingan detallarning o'rnini bosadi. Bu katta o'lchamli tishli g'ildiraklar, kronshteyn, korpus detallari va boshqalar bo'lishi mumkin. Bu holda payvand birikmaning ustunligi metallarni tejash, konstruksiyalarning yengilligi va birkirlikni yetarli darajada bo'lishida ifodalanadi. Chunonchi, payvandlangan parmani kesuvchi ishchi qismi asbobsozlik po'latidan, pastki bo'lagi (dumi) esa, birmuncha arzon bo'lgan konstruksion po'latdan tayyorlangan bo'ladi. Payvandlangan tirsakli val yuqori mustahkamlikka ega bo'lgan po'latdan, sheykasi esa, arzon po'latdan tayyorlangan. Jilvirlash stanogining payvandli staninasi qalinligi 3 mmli po'lat listdan tayyorlangan quyma staninaga qaraganda yengil va arzondir. Kamchiliklariga: deformatsiyadan hosil bo'lgan qoldiq kuchlanish mavjudligi; yuqori darajada mahalliy qizdirish natijasida tuzilmalarning qiyshayib qolishi. Masalan bo'la oladi. Mana shu omillarni payvand detallar konstruksiyasini yaratishda hisobga olish zarur.

2. Ayrim hollarda yupqa devorli tuzilmalarda payvand birikmalarni

parchin mixli birikmalar bilan almashtiriladi, kemalarning korpuslari; samolyot va vertolyotlar, transport mashinalarining yoqilg'i baklari va hokazo. Bunda shuni hisobga olish kerakki, payvand choklar tebranish chegaralarida va zarbli yuklangan holda ishonchli ishlamaydi. Shuning uchun ham payvandlash samolyot va vertolyot korpuslarida va qoplamlarida ishlatilmaydi.

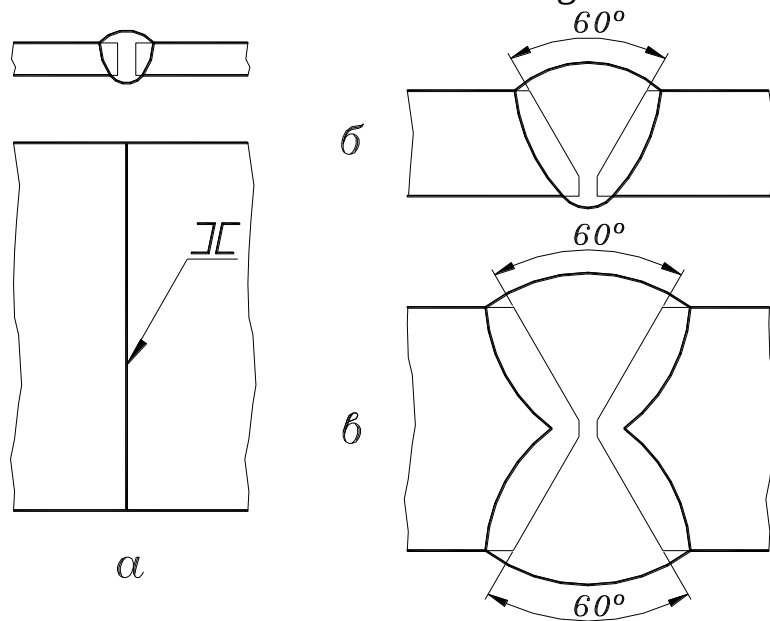
Payvand birikmalarning tuzilishi va choklarning turlari

Biriktiriladigan detallarning o'zaro joylashishiga qarab payvand birikmalar quyidagilarga bo'linadi:

- uchma-uch;
- ustma-ust;
- burchakli;
- tavrsimon.

Uchma-uch biriktirilgan payvand choklar tutashgan choklar deyiladi, ustma-ust, burchakli va tavrli payvand choklar esa burchakli deyiladi.

Uchma-uch choklar 2.2-a rasmda tasvirlangan.



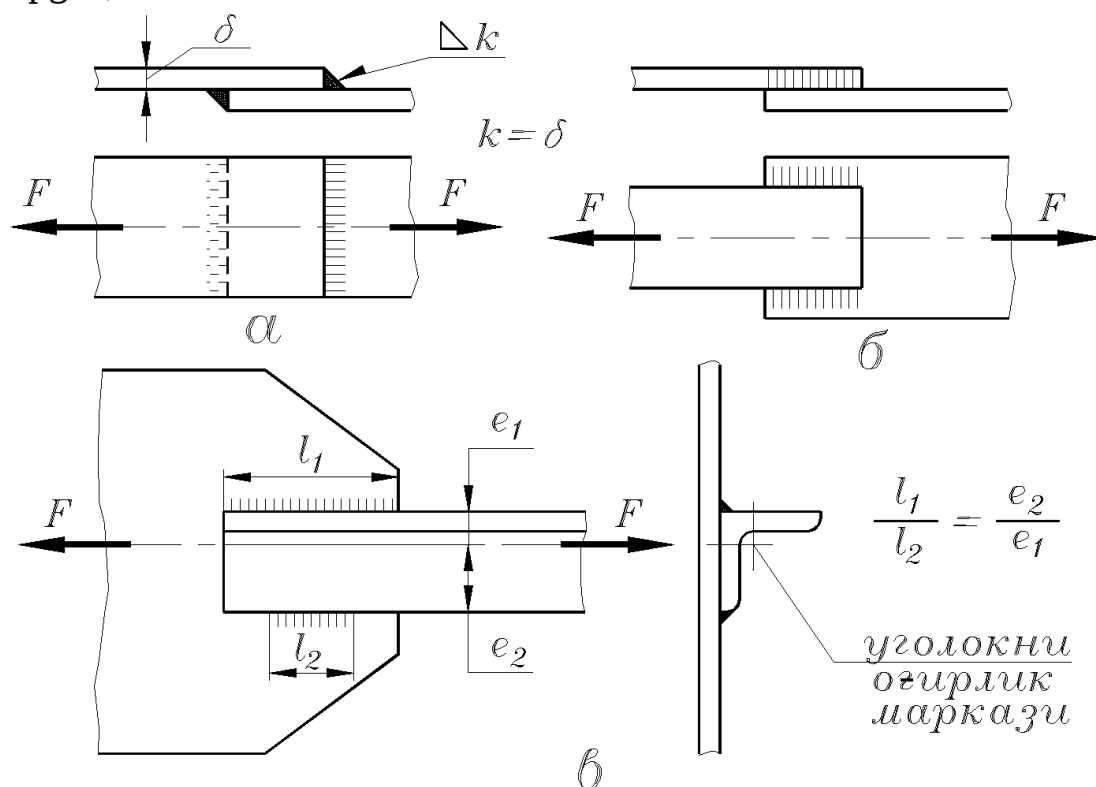
9.1-rasm.

Payvandlanadigan listlarning qalinligiga qarab, ularni uchlari maxsus ishlovdan o'tqazilib yoki o'tqazilmasdan payvandlashga tayyorlanadi. Agar listlarning qalinligi 8 mm dan oshmasa, u holda boshlang'ich ishlov berilmaydi (9.1,a-rasm).

Listlar qalinligi 8 mm dan 25 mm gacha bo'lsa, listlarning tutashadigan qirralariga bir yoqlama dastlabki ishlov beriladi. (9.1,b-rasm) – qirralarida burchagi 30° ga teng bo'lgan faskalar (kertish) hosil qilinadi. Listlar qalinligi 26 dan 60 mm gacha bo'lganda 2.2,v-rasmda ko'rsatilagandek qirralari ikki yoqlama kiritiladi.

Listlarni ustma-ust qo'yib biriktirilganda ro'para va yonbosh choklarga

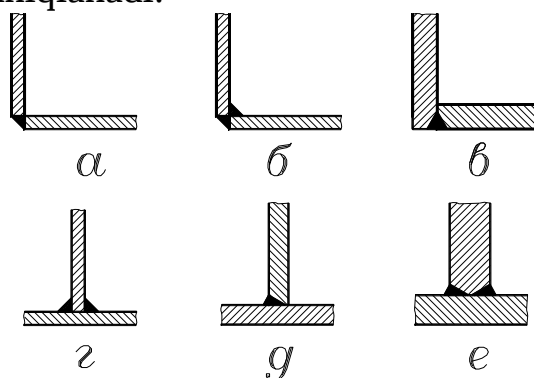
bo‘linadi. 2.3,a-rasmda ikkita listni ikki yoqlama ro‘para chok bilan biriktirilgani ko‘rsatilgan. Shu erning o‘zida burchak chok belgisi o‘z aksini topgan, uni chizmada ko‘rsatilishicha k katetli burchak chok deb ataladi.



9.2-rasm

Odatda, chok katetining qiymati birikuvchi listlar δ qalinligiga teng bo‘ladi. Shuni hisobga olmoq kerakki, cho‘zuvchi yuklanish F birikmaning simmetriya o‘qi bo‘yicha ta’sir etadi. 9.2,b-rasmda ko‘rsatilgan birikma oldingiga o‘xshash, burchakli yonbosh choklardan hosil bo‘ladi.

List bilan ugolokni biriktirishda hosil bo‘lgan payvand choklarga ta’sir etadigan cho‘zuvchi kuch ugolok kesimini og‘irlik markazidan o‘tgan bo‘ylama chizig‘iga qo‘yilgan deb taxmin qilinadi 9.2,v-rasm. U holda, yonbosh chokning uzunligi rasmda ko‘rsatilishi bo‘yicha, teskari proporsional tarzda aniqlanadi.



9.3-rasm.

Detallarni burchakli biriktirish mumkin: tashqi burchakli chok (9.3,a-

rasm); tashqi va ichki burchakli choklar (9.3,b-rasm) yordamida hamda qirralari kertilib tutashgan chok yordamida (9.3,v-rasm). Tavrsimon detallarni biriktirish mumkin: qirralari kertilma**g**an burchakli chok (9.3-g rasm); bir (9.3,d-rasm) yoki ikki (9.3,e-rasm) qirralari kertilgan burchakli choklar yordamida.

Payvand birikmalarni mustahkamlikka hisoblash

Ikki yoki bir nechta payvandlangan detallar payvandlangan uzal hisoblanadi. Payvandli uzalning mustahkamligi butun detalning mustahkamligiga juda yaqin bo'lishi kerak. Payvand birikmaning mustahkamligi quyidagi asosiy omillarga bog'liqdir:

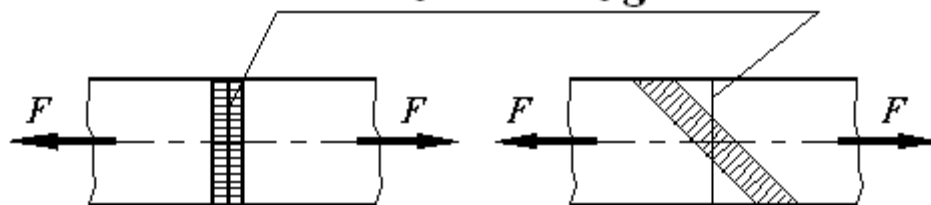
- asosiy materialning payvandlanish qobiliyatiga,
- payvandlash usuliga,
- ta'sir etuvchi yuklanish xususiyatiga.

Kam va o'rta uglerodli po'latlar yaxshi payvandlanadi. Yuqori uglerodli po'latlar, cho'yanlar va rangli metall qotishmalari yomonroq payvandlanadi. Payvand chok to'la bir tekis baravar payvandlanmagan bo'lsa hamda shlak va gaz qoldiqlari kirib qolganda uning mustahkamligi kamayadi. Bu nuqsonlar payvandlash jarayonida va buyumlarni ishlatish jarayonida mayda teshiklar, yoriqlar hosil bo'lishiga asosiy sabab bo'ladi. Payvandlash texnologiyasiga ta'sir etuvchi defektlar o'zgaruvchan va zarbli yuki ta'sirida yana ham ortib boradi.

Tashqi yuklanish va yuqorida keltirilgan omillar ta'sirida payvand qismi buzilishi chok zonasi bo'ladi, deb taxmin qilinadi (9.4-rasm).

Detallarning payvandlashga bog'liq bo'lgan mustahkamligini kamayishi ruxsat etilgan kuchlanishlarni belgilashda hisobga olinadi.

Birikmaning taxminiy buzilish chizig'i



9.4-rasm.

Ikkinchi bo'lakdan tashkil topgan uchma-uch payvandlangan listlarni (2.6-rasm) hisoblash quyidagi formula orqali bajariladi:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{F}{b \delta} \leq [\sigma_{\text{II}}], \quad (2.1)$$

bunda: F – cho'zilish kuchi, N da;

A – list yuzasi, mm² da ;

V – list eni, mm da;

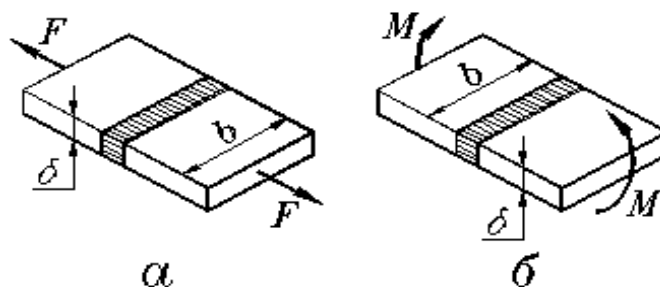
δ – list qalinligi, mm da;

$[\sigma_P]$ – payvand uchun ruxsat etilgan kuchlanish;

Payvand birikma uchun mustahkamlikning ehtiyot koefitsiyentini hisobga olganda:

$$[\sigma_{II}] = 0,9[\sigma_{DET}],$$

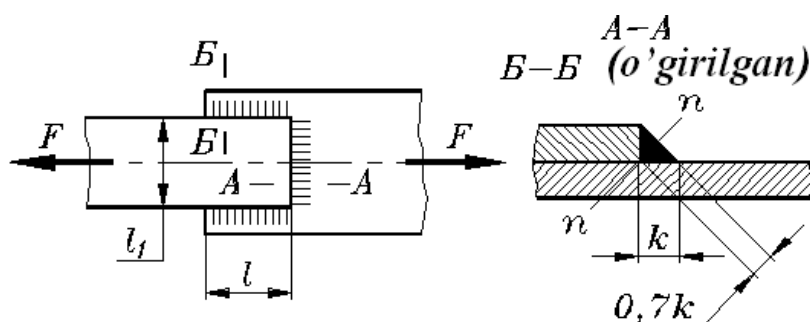
bunda: $[\sigma_{DET}]$ – detal materiali uchun ruxsat etilgan kuchlanish, ya'ni listning payvandlanadigan bo'lagi.



9.5-rasm.

Agar payvand qism eguvchi moment bilan yuklangan bo'lsa (9.5-b rasm), unda chokning yemiriladigan kesimini o'q bo'ylab yo'nalgan qarshilik momenti W :

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{6M}{b\delta^2} \leq [\sigma_{II}]. \quad (2.2)$$



9.6-rasm.

Listlarni ustma-ust qo'yib burchakli yonbosh va ro'para choklar yordamida hosil bo'lgan birikma hisobini Masalanda (9.6-rasm) ko'rib chiqamiz.

Bunday choklarning bissektrisasi orqali o'tgan $n - n$ kesimni o'rtacha kuchlanish bo'yicha taxminiy hisoblanadi. Bu kesimni asosiy kuchlanishi urinma τ kuchlanish hisoblanadi. Soddalashtirish maqsadida yuklanish chokning hamma nuqtalarga bir xil taqsimlanadi deb hisoblaymiz. Chokning mustahkamlik sharti:

$$\tau = \frac{F}{0,7k(2l + l_1)} \leq [\tau_{II}], \quad (2.3)$$

bunda: $[\tau_P]$ – payvand birikmaning kesuvchi ruxsat etilgan kuchlanishi.

Mustahkamlik ehtiyot koefitsiyentini hisobga olganda payvand birikma uchun:

$$[\tau_{II}] = 0,6[\tau_{DET}],$$

bunda: $[\tau_{DET}]$ – detal materialining kesuvchi ruxsat etilgan kuchlanishi, ya'ni birikuvchi listlar qismi.

10-ma'ruza. Parchin mixli birikmalar

Reja:

1. Parchin mixli birikmalar to'g'risida umumiy ma'lumotlar.
2. Parchin mixli birikmalarning turlari.
3. Parchin mixli birikmalarni mustahkamlikka hisoblash.

Nazorat savollari:

1. Birikmalar to'g'risida nimalarni bilasiz?
2. Payvand birikma qayerlarda ishlatiladi?
3. Payvand birikmalarning qanday turlarini bilasiz?
4. Payvand birikmalarni qanday kamchiliklari bor?
5. Payvand birikmalarni mustahkamlikka hisoblash qanday usullari bor?

Tayanch iboralar va atamalar

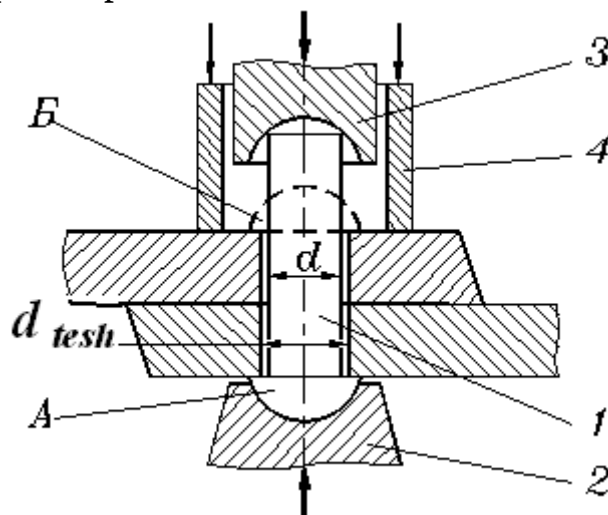
Parchin mix, yassi, yarim doiraviy, kesik konus, yashirin, yarim yashirin kallakli, rangli metall, po'lat, mustahkamlikka hisoblash, ezuvchi kesuvchi, cho'zilish kuchlanishlar.

Ma'ruza matni

Parchin mixli birikmalar

Umumiy ma'lumotlar

Parchin mixli birikmalar ajralmaydigan birikmalarga kiradi. Ular listlar va har xil shaklli prokat profillarni biriktirish uchun xizmat qiladi.



3.1-rasm.

Detallarning teshigiga parchin mix kiritilgandan keyin uning ikkinchi uchi ham 3.1-rasmda ko'rsatilganday parchalansa, parchin mixli birikma

hosil bo‘ladi.

Sterjen diametri d va bekik qalpoqcha A ga ega bo‘lgan parchin mix 1 detallar teshigiga tig‘izlanmagan holda kiritiladi, chunki ularning diametri parchin mix sterjenining diametridan katta. Bekik qalpoqcha tayanch vazifasini bajaruvchi ushlagich 2 ga o‘rnatilgan, siquvchi 3 vosita esa, parchinlash jarayonida tutash kallak B shpilka hosil qilishda qo‘l kuchidan ham, mashinalardan ham foydalaniladi. Qo‘l kuchi bilan parchinlash bolg‘a yordamida siquvchi moslamaga urish orqali bajariladi. Bunday holda birikuvchi detal ushlagichga maxsus bosuvchi vosita 4 bilan bosiladi. Parchinlash jarayonida birikmalar standartlashtirilgan. Bekik qalpoqcha shakli, parchin mixning sterjen diametri qat’iy belgilanadi. Rangli metallardan yasalgan barcha parchin mixlar hamda diametri 10 mm dan ortiq bo‘lganlari qizdirilgandan keyingina parchinlanadi.

Parchin mixli birikmalar samolyotlarning ustki qobig‘ini yasashda, vertolyotsozlikda, yuk ko‘tarish kranlarining fermalari hamda ko‘priklar qurishda, kemasozlikda, bug‘ qozonlari va bosim ostida suyuqliklar saqlanadigan idishlar yasashda keng ko‘lamda ishlatiladi.

Parchin mixli birikmalarning turlari

Har xil shakldagi parchin mixlar va parchin mixli birikmalar juda ko‘p miqdorda mavjuddir. Tuzilishi, materiallari va vazifasi bo‘yicha ular quyidagi turlarga bo‘linadi.

Parchin mixlarni xususiyatlari bo‘yicha quyidagilarga ajratish mumkin:

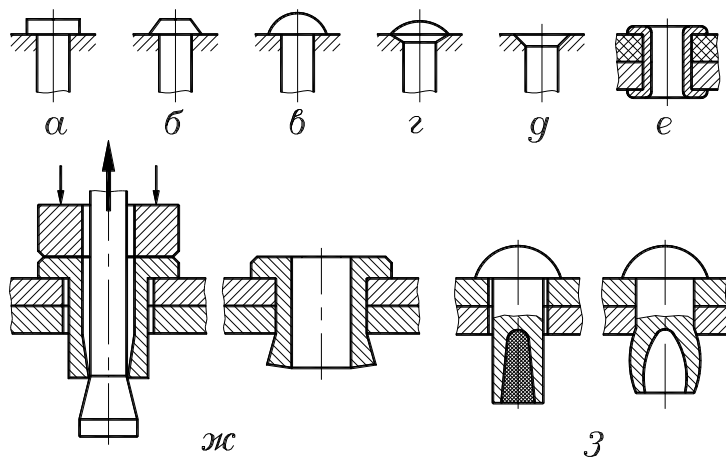
1. Mix kallagining tuzilishi bo‘yicha:

- a) tekislik shaklidagi kallakli (3.2,a-rasm);
- b) kesik konus shaklidagi kallakli (3.2,b-rasm);
- c) yarim doiraviy kallakli (3.2,v-rasm);
- d) yarim yashirin kallakli (3.2,g-rasm);
- e) yashirin (o‘rnatilganda ko‘rinmaydigan) kallakli (3.2,d-rasm).

2. Sterjenlarning tuzilishi bo‘yicha:

- a) yaxlit sterjenli; oddiy shtampli usullarda yuqorida ko‘rsatilgan shakllar kallaklari simdan yasaladi;
- b) quvursimon (3.2,e-rasm) biriktirilgan detallarda qo‘yilgan kuchning qiymati katta bo‘lmagan holda; rasmda ko‘rsatilishicha, metall va plastmassadan tayyorlangan detallarni biriktirishda ham ishlatiladi;
- c) bir tomonlama parchinlanadigan parchin mixlar- agar tutash kallagini hosil qilish uchun o‘rin bo‘lmasa; Masalan tariqasida samolyotning kovak qanotini olish mumkin; 3.2,j-rasmda konussimon teshikli kovak parchin mix ko‘rsatilgan. Bunda parchin mix konussimon gardish bilan birgalikda detallar teshigiga o‘rnatililib, maxsus bosqich bilan

detallarga bosiladi; gardish parchin mix teshigidan tortib olinganda teshiklar orasidan bo'shliq to'lib zichlanadi va tutash kallak hosil bo'ladi. Ortiqcha kuch ta'sir qilmaydigan plastik materiallarni biriktirishda, o'rtasi teshik parchin mixlar – pistonlar ishlatiladi. Pistonlar zaryadli bo'lib, parchinlash (otish) dan keyin tutash kallak (3.2,z-rasm) hosil bo'ladi va parchin mix teshigi to'lib zichlanadi.



3.2-rasm.

3. Materiallar bo'yicha:

- a) po'latli;
- b) misli;
- c) latunli;
- d) alyuminiyli;
- e) xokazo.

Parchinlanishi yengil bo'lishi uchun parchin mix materiali yetarli darajada plastik bo'lishi kerak. Parchin mix va birikuvchi detallar bir tarkibli bo'lishi kerak, har xil materialdan tayyorlansa, galvanik juft hosil bo'lib, birikmani ishga yaroqsiz bo'lishiga olib keladi. Shuning uchun, alyuminiyli detallarni biriktirish uchun – alyuminiyli parchin mix, misli uchun – misli va boshqalar ishlatiladi.

Endi birikmalarning turlariga o'tamiz.

Parchin mix yordamida qo'zg'almas birikmalarni hosil qilish uchun bir yoki ko'p qatordan iborat bo'lgan ko'p sonli parchin mixlar ishlatiladi. Bunday birikmalarni parchin mixli choklar deyiladi. Choklar ishlash xususiyatlariga qarab quyidagicha bo'linadi.

1. Parchin mixli choklarning vazifasi bo'yicha:

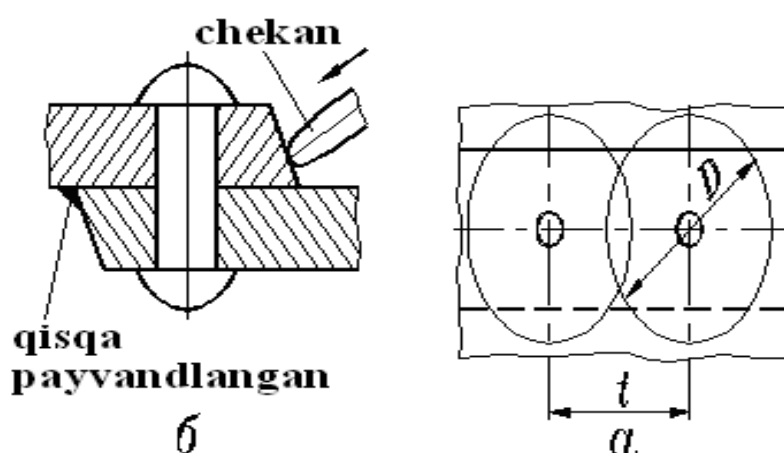
- a) mustahkam choklar (metall konstruksiyalari, ko'prik qurilishida, kemasozlikda, aviasozlikda);
- b) mustahkam jips choklar – bular mustahkamlikdan tashqari, chokning jips bo'lishini ham ta'minlashi kerak (bug' qozonlari, bosim ta'sirida suyuqliklar yoki gaz saqlanadigan idishlar).

c) jips choklar (katta bosimga ega bo'lmagan rezervuarlar).

CHokdagi parchin mixlar biror qismdan t masofada joylashgan bo'ladi (3.3,a-rasm).

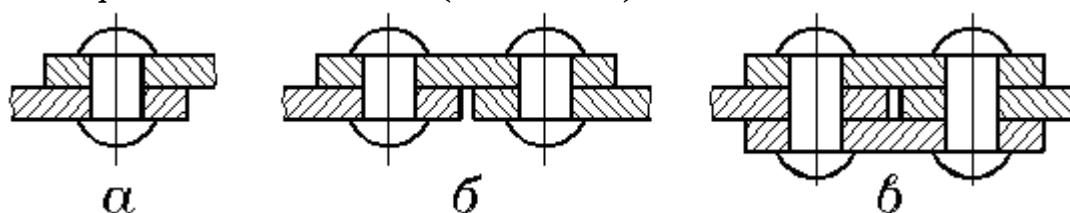
Tutash joyidagi detal- larning deformatsiyasi har qanday parchin mixni diametri D zonasi bo'yicha tarqaladi. Jips choklarda qo'shni parchin mixlarni ta'sir etish zonasi o'zaro kesiladi, bu 16.3a-rasmda ko'rsatilgan, ya'ni $t < D$ shart bajarilishi kerak.

Jips choklar yuqori ishonchli bo'lishi uchun, ayrim xollarda chekanka qilinadi, (plastik deformatsiyalash) ya'ni pnevmo (siqilgan havo ishlatiladi) bolg'a bilan birikuvchi detallar qirrasi to'mtoqlashtiriladi. Ayrim hollarda, shu maqsad bilan detallar qirrasi qisqa payvandlab yopishtiriladi (3.3-b rasm).



2. Parchin mixli choklar tuzilishiga qarab quyidagi birikmalarga bo'linadi:

- ustma-ust (3.4,a-rasm); **qisqa payvandlangan chekan**
- bir qistirmali uchma-uch (3.4,b-rasm);
- ikki qistirmali uchma-uch (3.4,v-rasm).



3.4-rasm

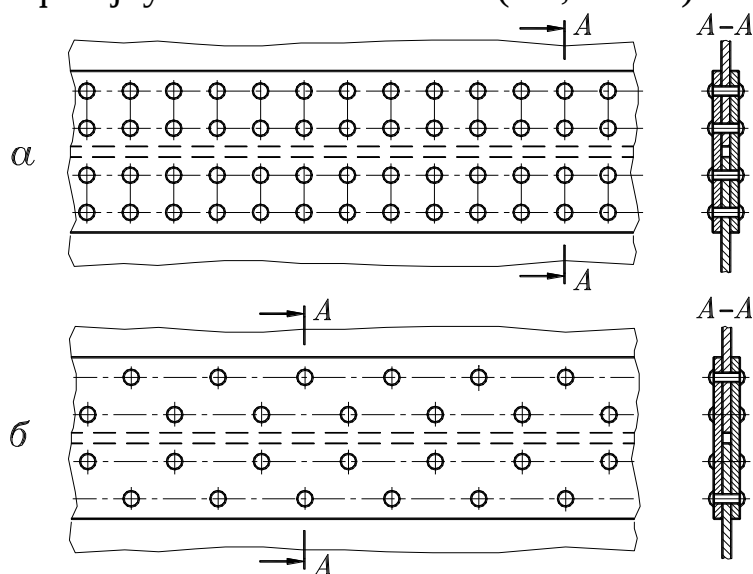
Parchin mixlar kesilishga ishlaydi, shuning uchun, ustma-ust va bir qistirmali uchma-uch qo'yib biriktirilganda, ular bir yoqlama kesiladigan deyiladi. Ikki qistirmali uchma-uch birikmalar ikki yoqlama kesiladigan deyiladi.

3. Har bir listdagi parchin mixlar qatorlari soniga qarab choklari bo'ladi:

- bir qatorli;

b) ko‘p qatorli (ikki qatorli, uch qatorli va boshqalar).

Ko‘p qatorli choklarda parchin mixlar bir chiziqda (3.5,a-rasm) va shaxmatsimon qilib joylashtirilishi mumkin (3.5,b-rasm).



3.5-rasm.

3.5-rasmda ko‘rsatilgan ikkala chok ham ikkita qistirmadan iborat bo‘lgan ikki qatorli hisoblanadi.

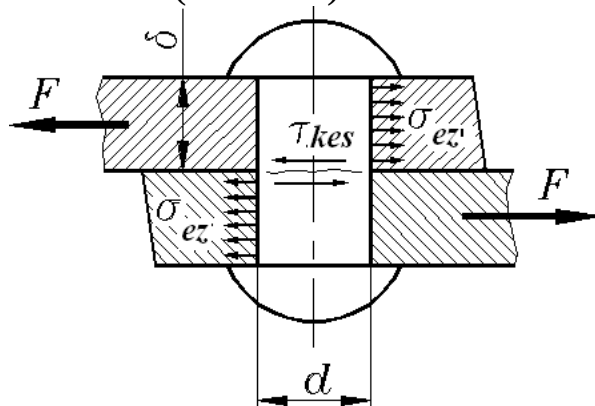
Parchin mixli birikmalarni mustahkamlikka hisoblash

Parchin mixning ishlashi va hisoblash sharti tig‘iz holda joylashtirilgan boltli birikmalarni ishlash va hisoblash sharoigiga o‘xshaydi.

Siljitish kuchlar bilan yuklangan parchin mixli choklarni hisoblashda yuklanish, parchin mixlararo bir tekisda taqsimlangan deb, qabul qilinadi. Tutash joyidagi detallarni ishqalanish kuchi esa hisobga olinmaydi. Parchin mixlar egilishga va kesilishga hisoblanadi. Bunda, bir narsani hisobga olish kerakki, parchin mixli birikmada normativlar [10] mavjud, ularning o‘lchamlarini listlarning qalinligiga qarab tanlab olish tavsiya etiladi. Shuning uchun, hisoblash tekshirish tusini oladi.

Kesuvchi kuchlanish

– bir yoqlama choklar uchun (3.6-rasm):



3.6-rasm.

$$\tau_{\kappa\epsilon\epsilon} = \frac{4F}{\pi d^2} \leq [\tau_{\kappa\epsilon\epsilon}]. \quad (3.1)$$

– ko‘p yoqlama choklar uchun (odatda $n \geq 2$):

$$\tau_{\kappa\epsilon\epsilon} = \frac{4F}{n\pi d^2} \leq [\tau_{\kappa\epsilon\epsilon}]. \quad (3.2)$$

St2 va Ct3 dan tayyorlangan parchin mixlar uchun $[f_{\kappa\epsilon\epsilon}]$ q (100 4 130) MPa.

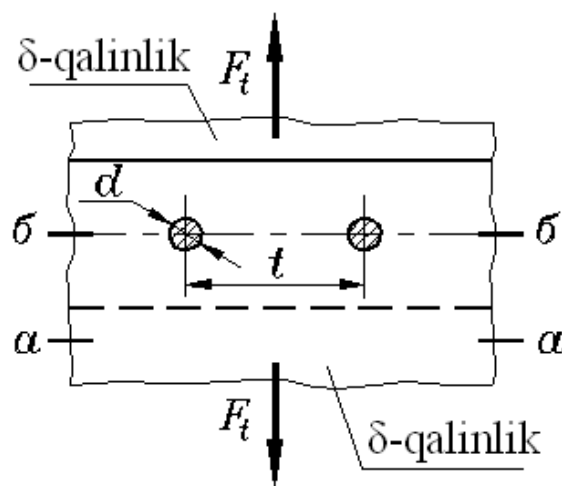
Ezuvchi kuchlanish:

$$\sigma_{\epsilon\epsilon} = \frac{F}{d\delta} \leq [\sigma_{\epsilon\epsilon}], \quad (3.3)$$

bunda: δ – birikuvchi detallarning qalinligi (eng kami olinadi).

St2 va St3 dan tayyorlangan parchin mixlar uchun $[u_{EZ}]$ q (250 4 300) MPa.

Parchin mixni mustahkamlikka hisoblashdan tashqari birikuvchi listlarni ham tekshirib ko‘rish lozim, chunki ularning mustahkamligi parchin mixni o‘rnatish uchun yasalgan teshiklar hisobiga kamaygan. Listlarni parchin mixli chok hosil qilib biriktirishda hisobiy yuklanish uchun bir qadam t oralig‘ida joylashgan parchin mixga ta’sir etuvchi F kuch qabul qilinadi (3.7-rasm). Parchin mix uchun yasalgan diametri d ga teng bo‘lgan teshik qalinligi d ga teng bo‘lgan birikuvchi listlarni mustahkamligini kamaytiradi. Mustahkamlikning pasayish darajasini aniqlash uchun listlarda cho‘zuvchi kuchlardan hosil bo‘lgan kuchlanishlarni aniqlaymiz. Buning uchun listlarning ikkita kesimi tanlab olinadi: kesim a – a: listlar teshik orqali bo‘shashtirilmagan; kesim b – b: listlar teshik orqali bo‘shashtirilgan (parchin mixlar shu kesimda joylashgan). Kesim a - a dagi cho‘zuvchi kuchlanish:



3.7 – rasm

$$\sigma = \frac{F_t}{t \delta}. \quad (3.4)$$

Kesim b - b dagi choʻzuvchi kuchlanish:

$$\sigma_{II} = \frac{F_t}{(t-d) \delta}. \quad (3.5)$$

Kichik qiymatli kuchlanish σ (3.4) ning katta (boʻshashtirilgan kesim) qiymatli kuchlanish σ_P (3.5) ga nisbati parchin mixli gaykaning mustahkamlik koeffitsiyenti deyiladi:

$$\varphi = \frac{\sigma}{\sigma_{II}} = \frac{t-d}{t}. \quad (3.6)$$

Bu formula parchin mix bilan biriktirilgan listlar mustahkamligi kamayishini koʻrsatadi. Masalan, standart oʻlchamlarga asosan, bir qatorli bir yoqlama kesiladigan parchin mixli chok uchun φ q 0,65, yaʼni parchin mixli birikma hosil qilinishi listlarning mustahkamligini 35% ga kamaytiradi. Bu qiymatni s ga koʻpaytirish uchun koʻp qatorli va koʻp yoqlama kesiladigan choklar ishlatiladi.

Nazorat savollari:

1. Parchin mixli birikma qayerlarda ishlatiladi?
2. Parchin mixli birikmalarning qanday turlarini bilasiz?
3. Parchin mixlarni tayyorlash uchun qanday materiallardan foydalaniladi?
4. Parchin mixli birikmalarni qanday kamchiliklari bor?
5. Parchin mixli birikmalar mustahkamligini hisoblash qanday usullari bor?

11-maʼruza. Rezbali birikmalar

Reja:

1. Rezbali birikmalar.
2. Rezba turlari va ularni tayyorlash usullari.
3. Rezbalarining geometrik parametrlari.
4. Detallarni biriktirish turlari va rezbali birikmalarni mahkamlash usullari.

Tayanch iboralar va atamalar

Rezba, ajraladigan birikma, uchburchakli, toʻgʻriburchakli, trapetsiyasimon, doirasimon rezbalar; metrik, dyumli, trubali rezba; rezbadagi ishqalanish; ezilish, kesuvchi, choʻzilish kuchlanishlar; mustahkamlikni hisoblash.

Maʼruza matni

Rezbali birikma – rezba vositasida biriktiruvchi detallar: bolt, vint, shpilka va gaykalar orqali birikma hosil qilishdir. Rezba – maʼlum shakldagi tekislik chizigʻi boʻlib, vint chizigʻi boʻylab vintning tashqi yoki gaykaning

ichki sirtlarida joylashgan bo‘ladi.

Rezba turlari va tayyorlash usullari

Rezbalar tuzilishiga ko‘ra:

1. Tekislikning shakliga qarab, silindrsimon va konussimon sirtlarda kesilgan rezbalarga bo‘linadi. Asosan, silindrsimon sirtida kesilgan rezba ishlatiladi. Jips birikmalar hosil qilish uchun esa rezba konussimon sirtida (masalan, quvur tiqin va boshqalar) kesiladi.
2. Rezba o‘qi bo‘ylab joylashgan kesim shakliga qarab, uchburchakli, trapetsiya, doiraviy va hokazolarga bo‘linadi.
3. Vint chizig‘ining yo‘nalishiga qarab, o‘ng va chap rezbalarga bo‘linadi. Rezba o‘rami vint chizig‘i bo‘ylab chapdan o‘ngga qarab yo‘nalsa, chap rezba deyiladi. O‘ng rezba ko‘p ishlatiladi, chap rezba esa zarurat bo‘lgan holardagina qo‘llaniladi.
4. Kirimlar soniga qarab, rezbalarda bir kirimli, ikki kirimli va hokazo bo‘ladi. Rezba bitta chiziqli vint sirtida joylashgan bo‘lsa, bir kirimli, ikkita parallel joylashgan vint chizig‘i tekisligida rezba qirqilgan bo‘lsa, ikki kirimli, uchta bo‘lsa, uch kirimli deyiladi. Agar kirimlar soni ikkita va undan ortiq bo‘lsa, bunday rezbalarni umumiy holda – ko‘p kirimli deyiladi.

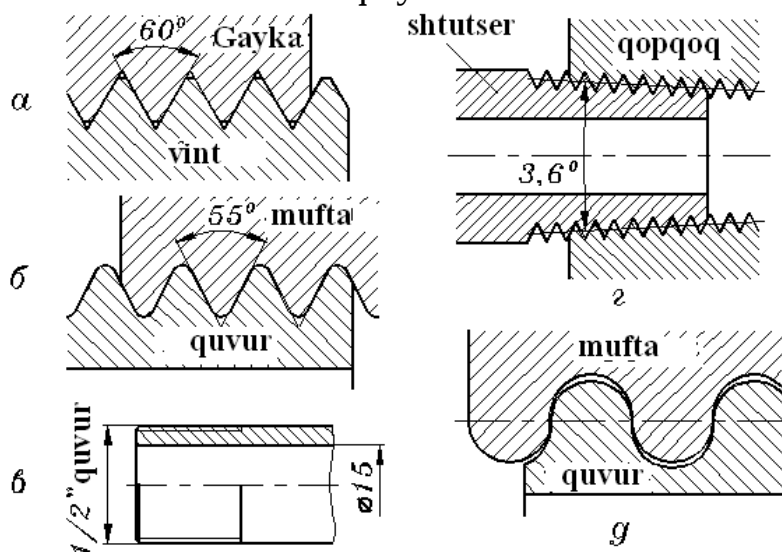
Bir kirimli rezbalarda ko‘p ishlatiladi. Ishlatilish sohasiga qarab, mahkamlash uchun ishlatiladigan rezbalarda va uzatish uchun mo‘ljallangan «vint-gayka» rezbalarga bo‘linadi. Bularning tuzilish xususiyatlarini yuqorida keltirilgan klassifikatsiya asosida to‘laroq o‘rganib chiqamiz.

Biriktiruvchi rezbalarda detallarni mahkamlash uchun ishlatiladi, ularning yordamida mashina detallari mahkamlab qo‘zg‘almas birikmalar hosil qiladi. Biriktiruvchi rezbalarda birikmalarning mustahkamligini ta‘minlash bilan bir qatorda biriktirilgan detallar o‘z-o‘zidan bo‘shashib ketmasligi uchun yetarli darajada ishqalanish kuchini hosil qilishi lozim.

Mahkamlash uchun mo‘ljallangan rezbalarda quyidagi turlarga bo‘linadi: metrik, quvur va doiraviy. Bundan tashqari boshqa ko‘rinishda bo‘lgan biriktiruvchi rezbalarda ham bor, masalan, geologiya sohasida ishlatiladigan kovlash dastgohlarining quvurlari uchun, o‘zi rezba kesuvchi vintlar va hokazo. Bularni maxsus rezbalarda hisoblab, bu yerda ko‘rib chiqilmaydi.

Keng ko‘lamda, asosan, metrik rezbalarda ishlatiladi. Agar rezbaning o‘lchamlari millimetr hisobida ifodalansa, metrik rezba deb, dyum bilan ifodalanganda esa dyum rezba deb ataladi. Dyumli rezbalarda hozirgi vaqtda umuman ishlatilmaydi. Metrik rezbalarda uchburchak shaklda bo‘lib, uning profil burchagi 60° ga teng (4.1,a-rasm). Uning geometrik o‘lchamlari standartlashtirilgan. To‘plangan kuchlanishlarni kamaytirish maqsadida rezba o‘ramlarining balandligi to‘qmoqlashtiriladi, bu rezbaning ish jarayonida

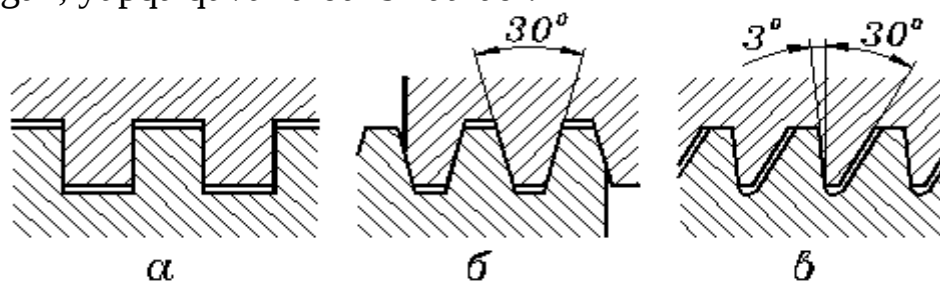
siqilib yoki yemirilib ketishidan saqlaydi.



4.1-rasm.

Quvurlarda ishlatiladigan rezbalar silindrsimon va konussimon bo‘ladi. Asosan, quvurlarda doiraviy rezbalar ishlatiladi. Ular quvurlarni bir-biriga ulashda qo‘llaniladi. Profil burchagi 55° bo‘lgan va uchi to‘mtiq qilinmagan uchburchakli rezbaning profili (4.1,b-rasm) da ko‘rsatilgan. Trubaning rezba o‘lchamlari dyum hisobida berilsa ham, aslida uning o‘lchamlari shartli bo‘lib, rezba o‘lchamini bildirmaydi, balki bu o‘lcham quvurni ichki diametriga mos keladi. Masalan, yarim dyumli quvurli rezba (1/2 trub) – rezba gaz o‘tkazish uchun mo‘ljallangan standart trubani ichki diametri yarim dyumiga yaqinligini ko‘rsatadi (4.1,v-rasm). Trubaning konussimon rezbasi, konus burchagi $3,6^\circ$ bo‘lgan konussimon sirtga qirqilgan (4.1,g-rasm). Birikmaning jipsligini oshirish maqsadida katta suyuqlik bosimiga ega bo‘lgan gidrosistemalarda, masalan, truba shtutserini gidrotsilindr korpusiga ulashda ishlatiladi.

Doiraviy rezba (4.1,d-rasm) yuk ko‘tarish kranlarining ilmoqlarida, temir yo‘l vagonlarini bir-biri bilan ulovchi sterjenlarida va qalinligi katta bo‘lmagan, yupqa quvurlarda ishlatiladi.



4.2-rasm.

«Vint-gayka» uzatish rezbasi yoki yuruvchi rezbalar to‘g‘ri to‘rtburchakli trapetsiyali va tirakli bo‘ladi. To‘g‘ri to‘rtburchakli rezba (4.2,a-rasm) kam ishlatiladi, sababi tayyorlash qiyin va standartlashmagan.

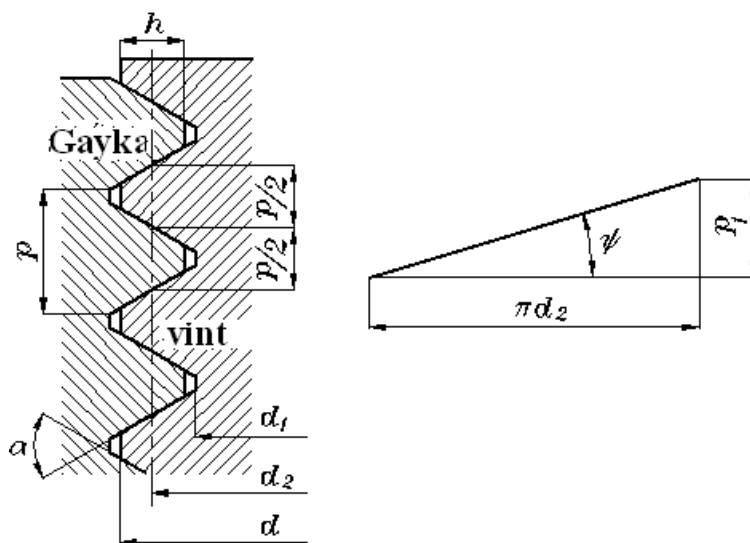
Simmetrik trapetsiyali rezba yuklangan holda harakatni ikkala yoʻnalish boʻyicha uzatish uchun xizmat qiladi, yaʼni rezbaning ikkala tomoni yuklangan holda ishlatiladi. Tirakli rezba esa harakatni faqatgina bir tomonga uzatib beradi. Bunday rezbalar domkratlarda, presslarda va hakozaalarda ishlatiladi. Rezba botigʻining sirtlarini toʻmtoqlash toʻplangan kuchlanishni kamaytirishga yordam beradi. Oʻramlar profilining tirak tomonidagi kichkina qiyalik burchak (3°) tortish rejasida ishlayotgan rezbaning ishqalanishini kamaytiradi.

Rezbalarni tayyorlash usullari ichida eng koʻp taraqqiylashgani quyidagi hisoblanadi.

1. Dastlabki yuritma usulida metchik va plashka asboblari orqali rezba qirgʻiladi. Bu oʻlchagich vosita koʻpgina standart rezbalar oʻlchamlariga mos keladi. Metchik yordamida gaykaning ichki sirtiga, plashka bilan esa vintning tashqi sirtiga rezba qirgʻiladi. Bu usul kam maxsulotli hisoblanib, detallarni tiklash boʻlimlarida ishlatiladi.
2. Tokarlik vint-qirgʻish yoki maxsus dastgohlarda keskichlar yordamida olish. Mayda seriyali (mayda maxsulotli) ishlab chiqarishda ishlatiladi.
3. Rezbafrezalash dastgohlarida frezalash. Katta diametrli vintlar rezbasiga katta aniqlik darajasi talab qilinganda ishlatiladi (vallarga qirgʻilgan rezbalar yoki «vint-gayka» uzatmalarida, masalan, tokarlik vint-qirgʻish stanogining harakatlanuvchi vinti).
4. Tayoqcha sirtiga bosilgan zarang yoʻl maxsus rezbanakatli avtomat-dastgohlarda olinadi. Bosim usuli rezbali detallarning mustahkamligini oshiradi.

Biriktiruvchi metrik rezbaning geometrik parametrlari

Biriktiruvchi metrik rezbaning geometrik oʻlchamlari 4.3-rasmda koʻrsatilgan.



4.3-rasm.

Geometrik parametrlar standartlashtirilgan:

d – rezbaning tashqi diametri; diametrning bu o‘lchovi mm da bo‘lib, rezbaning belgisida ko‘rsatiladi;

d_1 – rezbaning ichki diametri; d va d_1 vint va gayka uchun bir xil, botiqdagi bo‘shliq diametrlarning chegaradan chiqish hisobiga hosil bo‘ladi;

d_2 – o‘rta diametr; o‘rta diametrda chiziq eni bilan o‘yig‘ining eni teng bo‘ladi;

h – rezba shaklining balandligi; gayka va vintning yon tomonlari o‘zaro tegib turadigan sirti balandligi;

r – rezbaning qadami; vintning ikki qo‘shni o‘rami orasida o‘q bo‘ylab o‘lchangan masofa;

r_1 – rezba yo‘li; bir marta to‘la aylangan vintning o‘q bo‘ylab siljigan masofasi;

Bir kirimli rezbalar uchun $r_1 = r$, ko‘p kirimli rezbalar uchun esa $r_1 = np$, bunda n – kirimlar soni; mahkamlash uchun mo‘ljallangan rezbalar asosan bir kirimli bo‘ladi;

α – rezba shaklini burchagi;

ψ – vint chizig‘ining o‘rta diametri bo‘yicha ko‘tarilish burchagi (4.3-rasm);

$$\operatorname{tg}\psi = \frac{p_1}{\pi d_2} = \frac{n p}{\pi d_2}. \quad (4.1)$$

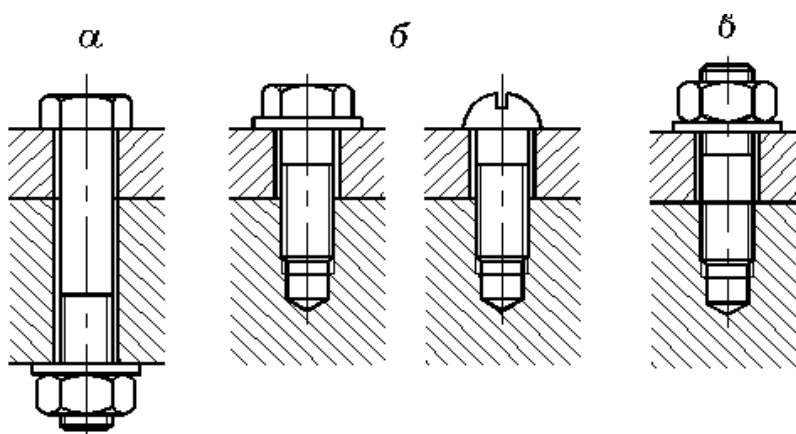
Keng ko‘lamda detallarni mahkamlash uchun yirik metrik rezba, ya’ni yirik qadamli rezba ishlatiladi. Rezbaning har qanday diametriga belgilangan qadam mos keladi. Masalan, tashqi diametri 10 mm bo‘lgan rezbaning qadami 1,5 mm, tashqi diametri 16 mm bo‘lgan rezbaning qadami 2mm ga teng va h.k. Yirik rezba «M» harfi va uning diametri bilan belgilanadi. Masalan, M10, M16, va h.k.

Aviasozlik, avtomobilsozlik va mashinasozlikning ayrim boshqa sohalarida rezbali birikmalarning ishonchli ishlashiga qo‘yilgan talab juda yuqori bo‘lsa, mayda qadamli metrik rezbalar ishlatiladi, ya’ni rezbaning qadamlari yirik metrik rezba qadamlariga qaraganda kam bo‘ladi. Masalan, tashqi diametri 16 mm bo‘lgan rezbaga standart to‘rtta mayda qadamli rezbaning 1,5; 1; 0,75 va 0,5 mm inobatga olgan. Yirik qadamli rezbalarga nisbatan mayda qadamli rezbalarning ko‘tarilish burchagi kichikligi hisobiga o‘z-o‘zini to‘xtatish (tormozlash) xususiyati birmuncha yuqori, bunday xususiyat biriktirilgan detallarni o‘z-o‘zidan bo‘shab ketishiga ishqalanish kuchining kattaligiga qarshilik ko‘rsatadi. Mayda qadamli rezbalar belgisida qadam qiymati ko‘rsatilgan bo‘ladi: M10×0,75; M16×1,25.

Detallarni biriktirish turlari va rezbali birikmalarni mahkamlash usullari

Rezbali birikmalarni hosil qilish uchun, asosan, boltlar, vintlar, shpilkalar, gayka va shaybalar ishlatiladi. Bu detallarning hammasi standartlashtirilgan bo'lib, sotib olinadigan mahsulot hisoblanadi, chunki ular ishlab chiqarish zavodlarida ko'p miqdorda tayyorlanadi. Biriktiruvchi detallarning shakli jihatidan tuzilishi va uning o'lchamlari har xil bo'lib ma'lumotnormalarda keltirilgan. Boltli birikma bilan (4.4-a rasm) ikkita va undan ortiq nisbatan katta qalinlikka ega bo'lmagan detallarni bolt va gayka bilan biriktirishni ko'zda tutilgan. Qo'zg'almas birikma bo'lishi uchun, ulardan bittasi katta qalinlikka ega bo'lishi kerak (reduktor korpusi, dastgoh staninasi va boshqalar), bunday holatdagi detallarni biriktirish uchun bolt bilan gaykani ishlatish mumkin emas yoki o'ylamasdan tanlangan usul hisoblanadi.

Bunday hollarda vintli birikmani vintlar yordamida (4.4,b-rasm) yoki shpilka bilan gaykani (4.4,v-rasm) tanlash lozim. Ish jarayonida detalni olish va qo'yish tez-tez takrorlanadigan bo'lsa, shpilkali birikmani qo'llash ma'qul bo'ladi. Odatda, bunday hollarda vintli birikmani ishlatish tavsiya etilmaydi, chunki jarayonining tez-tez takrorlanishi rezbani shikastlanishiga olib keladi. Ma'lumki, shaybalar gayka yoki vint kallagining tagiga joylashtiriladi, bundan asosiy maqsad: detal sirtlarini gayka bilan surib tortish natijasida shikastlanishidan saqlash, detalni ezilishini kamaytirish va birikma orasidagi bo'shliqni bartaraf etishdan iboratdir.



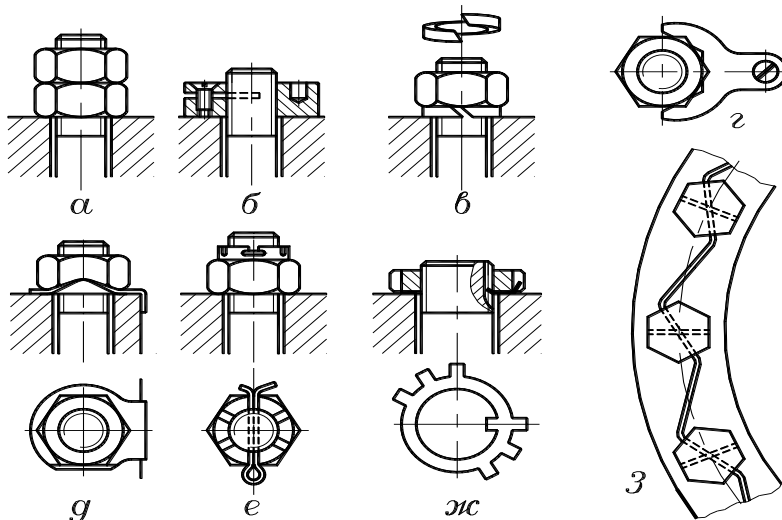
4.4-rasm.

Oddiy shaybalardan tashqari mahkamlaydigan to'siq yoki saqlagich shaybalar ham ishlatiladi. Bunday shaybalar birikmalarni o'z-o'zidan bo'shab ketishidan saqlaydi. Biriktiruvchi rezbalar o'z-o'zidan bo'shab ketishi mutlaqo mumkin emas, chunki, birikmaning mustahkamligi yo'qolib, avariya holatiga olib kelishi mumkin. O'z-o'zidan bo'shab ketishning oldini olish, bo'shashdan himoya qilish birikmalarning ish

jarayonida ishonchini oshiradi va tebranishda o'zgaruvchan va zarbli yuklanishlarda mutlaqo zarur deb hisoblanadi. Tebranish ishqalanishni kamaytiradi va rezbani o'z-o'zini to'xtatish shartini buzadi. Bu to'la holatda aviasozlik va avtomobilsozlik sohalariga mos keladi.

To'siq vositalari orqali mahkamlashning to'rtta holini ko'rib chiqamiz.

1. Rezbaning ishqalanishini kontur gayka yordamida oshirish (4.5,a-rasm) yoki nazorat vinti va qirqilgan gaykani qo'llash (4.5,b-rasm). Bu gaykaning yon tomoni qirqilgan bo'lib, nazorat vinti uni elastik holida siqib boradi, natijada gayka o'ramlari bolt o'ramlariga qo'shimcha kuch bilan siqilib, yondoshadi. Rezbaning ishqalanishini ko'paytirishning boshqa usuli maxsus bosuvchi vintlar yordamida rezbani tig'izli qilib joylashtirishdir.
2. Gayka yoki vint kallagi bilan korpusni o'zaro fiksatsiya qilish. Prujinali shaybaning (4.5,v-rasm) o'tkir qirralari gayka bilan korpus sirtlariga botib, o'z-o'zidan buralib ketishiga to'siq bo'ladi. Eng ishonchli usullaridan biri maxsus shaklga ega bo'lgan planka (4.5,g-rasm) yoki to'siq hosil qiluvchi shayba (4.5,d-rasm) hisoblanadi. Bu shaybaning bir tomoni gayka yon tomonlariga, ikkinchi tomoni esa korpus qirrasiga bukiladi.



4.5-rasm.

3. Gayka va boltlarni o'zaro fiksatsiya qilish eng ko'p tarqalgan usul hisoblanadi. Bu, asosan, gayka va boltni shplintlashdan iborat. Buning uchun gaykaning yondosh tomonida qirqilgan ariqchalar bo'lib, bolt sterjenida esa, simning yoki shtiftning diametriga mos kelgan teshikcha ochilgan bo'ladi (teshikcha diametri sim yoki shtift diametridan bir oz kattaroq bo'lishi kerak). Gayka sirib tortilgandan so'ng, gayka ariqchasi bilan boltidagi teshik moslashtirilib, sim yoki shplint joylashtirilib, mahkamlab qo'yiladi (4.5-e rasm). Dumaloq shakldagi yon tomonlarida kalit joylashtirish uchun ariqchalari bo'lgan gaykalar ishlatilganda,

ularni mahkamlash uchun ko'p botiqli plankasimon shaybalar (4.5-j rasm) qo'llaniladi, boltida esa, o'qi bo'ylab yo'nalgan ariqchalar bo'ladi. Mana shu ariqchaga shaybani ichki chizig'i kiradi, gayka sirib tortilgandan so'ng, shaybaning tashqi chiziqlaridan biri gayka yo'lagiga qayirib qo'yiladi.

4. Bir nechta gayka yoki vint kallagini mahkamlash. Bunday usulda mahkamlash guruh holatidagi birikmalarda bo'lib, biriktiruvchi detalalr bir-biridan katta bo'lmagan masofada joylashgan bo'ladi. Bularni o'zaro mahkamlash uchun, umumiy to'suvchi qirralari qayiladigan shayba yoki bolt kallagidagi teshikchalar orqali o'tkazilgan yumshoq simlar ishlatiladi (4.5,z-rasm).

Rezbali birikma detallaridagi kuchlar va momentlar

Rezba birikmadagi kuch va moment orasidagi bog'lanish tenglamasini keltirib chiqaramiz, buning uchun, boltga o'q bo'ylab F kuch ta'sir etayotgan bo'lsa, gaykani burab kiritish uchun kalitga burovchi T moment qo'yilsa yetarli bo'ladi. 4.6-rasmda gaykani burab kiritish uchun kalitga qo'yilgan burovchi moment ko'rsatilgan.

Gaykani burab kiritish natijasida o'q bo'ylab yo'nalgan kuchdan hosil bo'lgan rezbadagi va gaykaning yon tomonidagi ishqalanish kuchlarini yengish zarur. O'q bo'ylab yo'nalgan kuch ko'p hollarda, sirtib tortilgan kuch hisoblanib, qo'zg'almas birikma hosil qilishni ta'minlaydi. Muvozanat sharti quyidagi ko'rinishda bo'ladi:

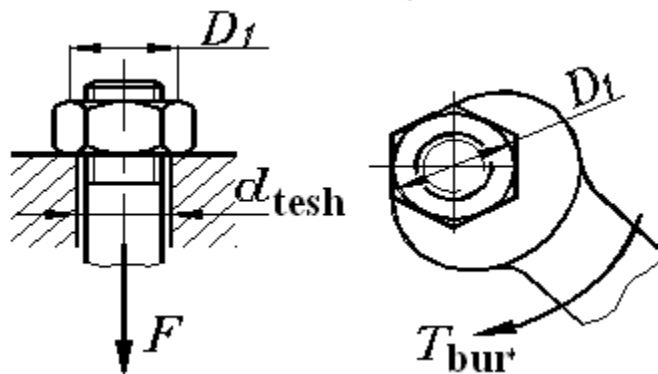
$$T_{\text{o'yp}} = T_{\text{uuk}} + T_p, \quad (4.2)$$

bu yerda: T_{ISHq} – gaykaning yon tomonidagi ishqalanish momenti;

T_R – rezbadagi ishqalanish momenti;

Agar gaykaning detalga tegib turgan yuzasi keltirilgan radiusiga teng deb hisoblansa, unda:

$$T_{\text{uuk}} = 0,5 F f D_{yp}, \quad (4.3)$$



4.6-rasm.

bunda: $D_{o'r}$ – gaykaning tayanch yuzasining o'rtacha radiusi, $D_{o'r} = \frac{D_1 + d_{te}}{2}$

f – tayanch yuzasining ishqalanish koefitsiyenti.

Rezbadagi ishqalanish momentini aniqlash uchun gaykani o‘ramlari bo‘ylab qiya tekislik bo‘yicha ko‘tariladigan polzun deb hisoblaymiz:

$$T_p = 0,5 F d_2 \operatorname{tg}(\psi + \varphi), \quad (4.4)$$

bunda: d_2 – rezbaning o‘rta diametri;

ψ – o‘rta diametr bo‘yicha vint chizig‘ining ko‘tarilish burchagi (4.3-rasm).

φ – rezbaning ishqalanish burchagi: $\varphi = \operatorname{arctg} f_{\text{kel}}$,

bunda: f_{kel} – rezbaning keltirilgan ishqalanish koefitsiyenti;

$f_{\text{kel}} = f / \cos \gamma$ (γ – rezba profil burchagining yarmi; mahkamlovchi metrik rezba uchun $\gamma = 30^\circ$).

(4.3) va (4.4) ni (4.2) ga qo‘yib, burash uchun zarur bo‘lgan moment formulasini hosil qilamiz:

$$T_{\text{oy}} = 0,5 F d_2 \left[\frac{D_y}{d_2} f + \operatorname{tg}(\psi + \varphi) \right]. \quad (4.5)$$

Bu formula yordamida vint o‘qi bo‘ylab yo‘nalgan kuch (sirib tortilgan kuch) F ni, kalit dastasiga qo‘yilgan F_K ga nisbatan olib, kuchdan qaysi darajada yutganlikni aniqlash mumkin. Standart metrik rezbalar uchun, kalit uzunligi standartga mos kelganda $l_e \approx 15d$ va $f \approx 0,15 F/F_K = 70 \div 80$ kuchdan yutiladi.

Gaykani bo‘shatish vaqtida gaykadagi momentlar o‘z yo‘nalishini o‘zgartirib, endi gayka – polzun bo‘lib, gayka o‘ramlari orqali qiya tekislik bo‘yicha pastga qarab harakat qiladi. Gaykani bo‘shatish uchun kerakli moment quyidagicha aniqlanadi.

$$T_{\text{bur}} = 0,5 F d_2 \left[\frac{D_{\text{or}}}{d_2} f + \operatorname{tg}(\varphi - \psi) \right]. \quad (4.6)$$

Gaykali birikmalar buralib bo‘shamasligi uchun ularni o‘z-o‘zidan tormozlanish xususiyati bo‘lishi kerak. Bu xususiyatni taminlovchi asosiy shart: $T_{\text{bo'sh}} > 0$ dir. Faqat rezbani o‘z-o‘zidan tormozlanishini gaykaning yon-tomonidagi ishqalanishni hisobga olmagan holda ko‘rib chiqilsa (14.6) dan $\operatorname{tg}(\omega - \psi) > 0$ hosil bo‘ladi yoki:

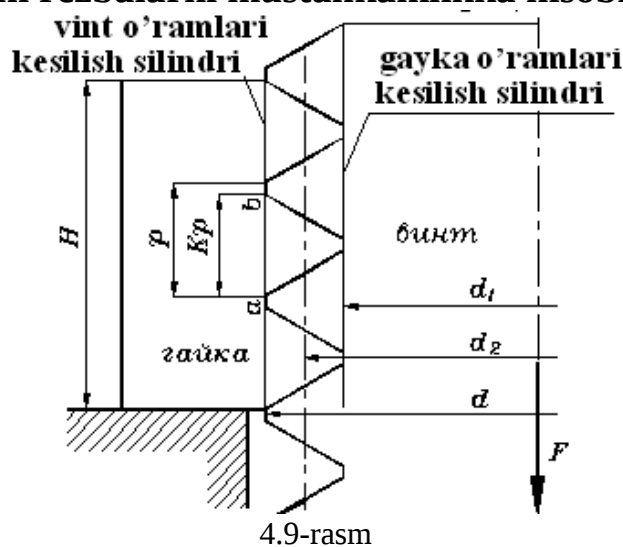
$$\psi < \varphi. \quad (4.7)$$

Biriktiriluvchi rezbalar uchun o‘z-o‘zidan tormozlanish (4.7) bo‘yicha doim bajariladi, shunday qilib, ko‘tarilish burchagi ψ $2^\circ 30'$ dan $3^\circ 30'$ gacha oraliqda, ishqalanish burchagi φ esa, ishqalanish koefitsiyentiga nisbatan 6° dan ($f \approx 0,1$) 16° gacha ($f \approx 0,3$) oraliqda bo‘ladi. Mayda rezbalarda ko‘tarilish burchagi yirik rezbalarga qaraganda kichik bo‘lgani uchun, o‘z-o‘zidan tormozlanish xususiyati yuqori darajada bajariladi, shuning uchun

ishonchli ishlaydi.

Shuni belgilash o‘rinliki, o‘zgaruvchan yuklanishlarda va tebranish mavjud bo‘lganda o‘z-o‘zini tormozlash sharti buzilishi mumkin, shunday qilib ishqalanish koeffitsiyenti ishqalanuvchi yuzalarning o‘zaro siljishi natijasida sezilarli darajada kamayadi. Bu hollarda biriktiruvchi detallar o‘z-o‘zidan bo‘shab ketadi, bunday vaziyatda ishlaydigan birikmalarni himoya qilish maqsadida yuqorida keltirilgan mahkamlab to‘siqlash usullaridan birortasi ishlatilishi lozim.

Biriktiruvchi rezbalarni mustahkamlikka hisoblash asoslari



4.9-rasm

Biriktiruvchi rezbalarning ishlash layoqati rezba o‘ramlarining kesilish darajasi bilan belgilanadi. Shuni hisobga olganda biriktiruvchi rezbalarni hisoblash va ishlash qobiliyatini belgilovchi mezonni mustahkamlik bo‘lib, kesuvchi kuchlanish bilan bog‘langandir (4.9-rasm).

O‘ramlar rezba profilining asoslari bo‘yicha kesiladi. Vint rezbasi silindrni tashqi sirtiga kesilgan, gayka rezbasi esa, ichki sirtiga, shunday ekan, kesiluvchi sirtlar silindrsimon hisoblanadi. 4.9-rasmda vint va gayka rezbalarining o‘ramlari silindr sirtida kesilganligi ko‘rsatilgan. Vint o‘ramlar silindrning kesilish diametri rezbaning ichki diametriga teng, gayka o‘ramlarining kesilish diametri esa rezbaning tashqi diametriga tengdir. Bundan vint o‘ramlarining kesilish sirtlari gaykanikidan kuchli ekanligi kelib chiqadi. Shuning uchun gayka va vint materiallari bir xil bo‘lsa, kesuvchi kuchlanish bo‘yicha faqat vint rezbasi hisoblanadi. Vint rezbasining kesuvchi kuchlanish bo‘yicha mustahkamlik sharti:

$$\tau = \frac{F}{\pi d_1 H K K_m} \leq [\tau], \quad (4.8)$$

bu yerda: τ – rezba o‘ramlarining kesuvchi kuchlanishi, MPa;

F – vintning o‘qi bo‘yicha yo‘nalgan kuch, N;

d_1 – rezbaning ichki diametri, mm;

N – gayka balandligi, mm;

K – gaykaning to'ldirish koeffitsiyenti, vint o'ramlarining qalinligi; rezba qadamidan necha marta kichikligini ko'rsatadi (4.9-rasm):

$$K = \frac{ab}{p},$$

biriktiruvchi rezbalar uchun $K = 0,87$;

K_m – rezba kirimlarini notekis yuklanganligi bildiruvchi koeffitsient; odatda $K_m = 0,6$.

$[\tau]$ – rezba tarmoqlaridagi ruxsat etilgan kesuvchi kuchlanish, MPa.

(4.8) formulada ko'rasatilishicha, rezbadagi kesuvchi kuchlanish gayka balandligiga bog'liqdir. Gaykani balandligini standart bo'yicha belgilash uchun, rezba va bolt tayoqchasini o'zaro mustahkamlash shartini ko'rib chiqamiz.

Vint tayoqchasidagi cho'zuvchi kuchlanish:

$$\sigma = \frac{4F}{\pi d_1^2}. \quad (4.9)$$

Kesuvchi va cho'zuvchi kuchlanishlar o'zaro materiallarni oquvchanlik chegarasiga siljish τ_T va cho'zilish σ_T bo'yicha ham mos kelganda:

$$\frac{\tau}{\sigma} = \frac{\tau_T}{\sigma_T} \approx 0,6. \quad (4.10)$$

Rezba va bolt tayoqchasini o'zaro mustahkamlik shartini taminlash uchun (4.8) ifodaning o'rtacha qismini va (4.9) ni o'ng tomonini tenglashtirib, (4.10) ni hisobga olgan holda quyidagiga ega bo'lamiz:

$$\frac{F}{\pi d_1 H K K_m} \approx \frac{0,6 \cdot 4F}{\pi d_1^2}$$

Bu tenglamada $K = 0,87$ va $K_m = 0,6$ deb, uni N ga nisbatan yechilsa, quyidagini olamiz:

$$H \approx 0,8 d_1.$$

Shuni hisobga olgan holda standartga mos kelgan gaykaning normal balandligi (xavfsizlik sharti bilan) shunday belgilanadi:

$$H \approx 0,8 d.$$

Keltirilgan hisoblash shuni ko'rsatadiki, standart normal gayka rezbasini mustahkamligi bolt tayoqchasini mustahkamligiga mos keladi, shuning uchun rezbani hisoblash shart emas. Biriktiruvchi detallarni hisoblash bolt tayoqchasini mustahkamligini aniqlashga olib keladi. Har xil yuklanishda bo'lgan bolt (vint) larni hisobini ko'rib chiqamiz.

Nazorat savollari:

1. Birikmalar to'g'risida nimalarni bilasiz?

2. Rezbaning qanday turlarini bilasiz?
3. Rezbaning qadami deb nimaga aytiladi?
4. Rezballi birikmalarni qanday mahkamlash usullari bor?
5. Rezballi birikmalarning kamchiliklari?

12-ma'ruza. Rezballi birikmalarni hisoblash

Reja:

Rezballi birikmalarni hisoblash usullari.

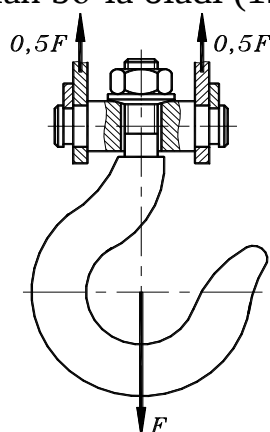
Tayanch iboralar va atamalar

Rezba, ajraladigan birikma, uchburchakli, to'g'riburchakli, trapetsiyasimon, doirasimon rezbalar; metrik, dyumli, trubali rezba; rezbadagi ishqalanish; ezilish, kesuvchi, cho'zilish kuchlanishlar; mustahkamlikni hisoblash.

Ma'ruza matni

1. Cho'zuvchi tashqi kuch ta'sirida zo'riqtirilmagan holatdagi boltli birikmalarni mustahkamlikka hisoblash

Bunday birikmaga ko'tarma kranni zo'riqtirilmagan holatda osib qo'yilgan rezballi ilgak Masalan bo'la oladi (12.1-rasm).



12.1-rasm.

Ilgakning rezba kesilgan kesimi xavfli hisoblanadi. Bu kesimning yuzasi rezbani ichki diametri bo'yicha aniqlanadi. Mustahkamlik sharti tayoqchani cho'zilishdagi kuchlanishi bo'yicha belgilanadi:

$$\sigma = \frac{4F}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]. \quad (12.1)$$

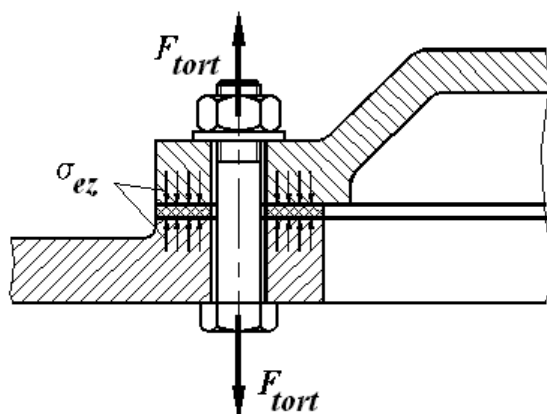
Po'lat boltlar uchun cho'zilishdagi ruxsat etilgan kuchlanishi tortilmagan holatdagi birikmalar uchun qiymati $[\sigma]$ q $0,6\sigma_T$ bo'yicha hisoblanib, 12.1-jadvalda keltirilgan.

12.1-jadval

Po'lat markasi	St3 va po'lat10	Po'lat20	Po'lat35	Po'lat45	Po'lat 30X	Po'lat 30XGSA
$[\sigma]$, MPa	120	140	180	210	380	540

Tashqi yuklanish ta'sir etilmagan holda sirib tortilgan boltli birikmalarni

mustahkamlikka hisoblash



12.2-rasm.

Bunday birikmalarga jipsligiga katta talab etiladigan mashinalarni qopqoq va korpuslarini sirib mahkamlash Masalan bo'la oladi (12.2-rasm). Bunday boltning tayoqchasiga sirib tortish natijasida hosil bo'ladigan cho'zuvchi F_T hamda rezbalardagi burovchi moment T_R ta'sir etadi.

F_{TOR} kuchi ta'siridan hosil bo'lgan kuchlanish:

$$\sigma = \frac{4 F_{tort}}{\pi d_1^2}.$$

Rezbaning ishqalanish momentidan hosil bo'lgan burovchi kuchlanish:

$$\tau = \frac{T_p}{W_p},$$

bu yerda: T_R – rezbaning ishqalanish momenti .

W_R – bolt kesimining polyar qarshilik momenti:

$$W_p = \frac{\pi d_1^3}{16} = 0,2 d_1^3.$$

Bu ifodalarni dastlabki formulaga qo'yilsa, quyidagini olamiz:

$$\tau = \frac{0,5 F_{mop} d_2 \operatorname{tg}(\psi + \varphi)}{0,2 d_1^3}.$$

Zarur bo'lgan sirt tortishish kuchi:

$$F_{mop} = A \sigma_{\text{эз}},$$

bunda: A – bir boltga to'g'ri kelgan tutashgan detallar yuzasi;

σ_{EZ} – tutashgan detallardagi ezuvchi kuchlanish, buning qiymati jipsli yoki boshqa biror konstruktiv shartga asosan tanlab olinadi.

Bolt mustahkamligi ekvivalent kuchlanish bilan baholanadi:

$$\sigma_{\text{эк}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma].$$

Bu tenglik ko'rsatadiki, standart metrik rezbalar uchun:

$$\sigma_{\text{эк}} \approx 1,3\sigma.$$

Bu boltlarning mustahkamligini soddalashtirilgan usulda xisoblash

imkonini beradi:

$$\sigma_{\text{ок}} = \frac{1,3 \cdot 4 F_{\text{mop}}}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]. \quad (12.3)$$

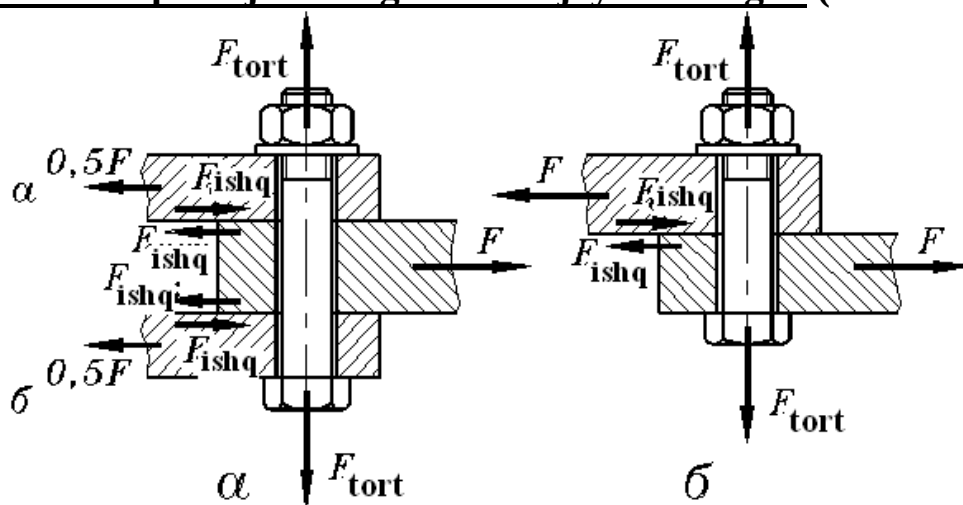
Tajriba M8 dan kichik rezbali boltni nazorat qilinmay sirib tortilsa, uzilib ketishini ko'rsatadi. Masalan, M6 rezbali boltni sirib tortishda kalitga 45N kuch qo'yilsa bas, u uzilib ketadi. Shuning uchun, o'rta va og'ir mashinasozlikda kichik diametrdagi boltlarni ishlatish tavsiya etilmaydi. Katta javobgarlik talab qilingan hollarda maxsus kalitlar yordamida sirib tortish kuchi nazorat qilib turiladi. Bunday kalitlar ortiqcha moment qo'yishga imkon bermaydi.

Ruxsat etilgan kuchlanishlarning qiymati 12.1-jadvalda keltirilgan.

Qo'yilgan kuchlar ta'siridan detallarni tutashgan joyidan siljituvchi boltli (vintli) birikmani mustahkamlikka hisoblash.

Bunday birikmalarning ishonchli ishlash shartlaridan biri- detallarni tutashgan joyidan siljitmasligidir. Birikmaning tuzilishi har xil bo'ladi: bolt birikmaga oraliq mavjud holda yoki oraliq bo'lmagan holda joylashtiriladi. Ikkala usulni ham ko'rib chiqamiz.

Bolt bo'shliq mavjud bo'lgan holda joylashtirilgan (12.3-rasm).



12.3-rasm.

Bunday holda birikmaga ta'sir etuvchi tashqi F kuch detallarning tutash joyida boltning sirib tortilganligi tufayli hosil bo'lgan ishqalanish kuchi F_t hisobiga muvozanatga keltiriladi. Agar sirib tortilgan kuch yetarli bo'lmasa, unda detallar bo'shliqdagi masofaga siljiydi, bunday hol bo'lmasligi kerak.

Siljish bo'lmaslik sharti shunday ko'rinishga ega:

$$F \leq i F_{\text{uuk}} = i F_{\text{mop}} f, \quad (12.4)$$

bunda: i – tutashgan sirtlar soni; 12.3-a rasmda uchta detal biriktirilgan iq2, 12.3-b rasmda esa ikkita detal biriktirilgan iq1;

f – detallarning tutash joyidagi siljimagan holdagi ishqalanish ko'effitsiyenti; quruq holatdagi po'lat va cho'yanlarning sirtlari uchun: f

$$= 0,15 \div 0,2.$$

Sirib tortish uchun zarur bo'lgan kuch (12.4) ni hisobga olgan holda:

$$F_{mop} = \frac{KF}{i f}, \quad (12.5)$$

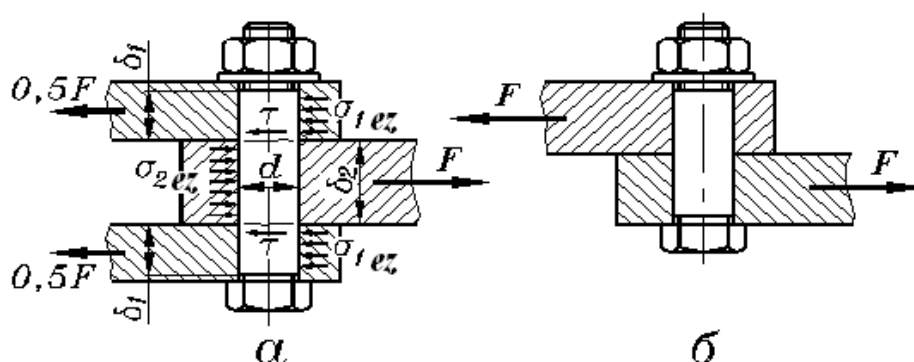
bunda: K – xavfsizlik koeffitsiyenti; statik yuklanganda $K = 1,3 \div 1,5$; yuklanish o'zgaruvchan bo'lsa, $K = 1,8 \div 2$.

Bolt mustahkamligi (12.2) formula bo'yicha hisoblanadi.

Bolt bo'shliq bo'lmagan holda joylashtirilgan (12.4-rasm).

Bunday hollarda bolt o'rnatiladigan teshiklar va bolt tanasi katta aniqlikda tayyorlanib, u tig'izlik bilan teshikka joylashtiriladi. Demak, bunda tashqaridan qo'yilgan kuch detal orqali to'g'ridan to'g'ri bolt sterjeniga ta'sir qiladi. Bunda boltni sirib tortishga hojat ham qolmaydi, shu bilan birga detallarni tutashgan joyidagi ishqalanish kuchiga e'tibor berilmaydi. Bolt tayoqchasi ezilish va kesilish kuchlanishi bo'yicha hisoblanadi. Kesuvchi kuchlanish bo'yicha mustahkamlik sharti:

$$\tau = \frac{4F}{\pi d^2 i} \leq [\tau], \quad (12.6)$$



12.4-rasm.

bunda: i – tutashgan sirtlar soni; 12.4-a rasmda birikmadagi detallar soni uchtaga teng $i = 2$, 12.4-b rasmda ikkita detal biriktirilgan: $i = 1$;

Po'lat boltlar uchun, kesilishdagi ruxsat etilgan kuchlanish statik yuklanganda $[\tau] = 0,4\sigma_T$ formula orqali, yuklanish o'zgaruvchan bo'lganda $[\tau] = 0,25\sigma_T$ formula bo'yicha aniqlangan qiymati 12.2-jadvalda ko'rsatilgan.

12.2-jadval

Po'lat markasi		Po'lat 20	Po'lat 35	Po'lat 45	Po'lat 30X	Po'lat 30XGSA
[τ], Mpa	Statik yuklanish	100	120	140	250	360
	O'zgaruvchan yuklanish	60	75	90	160	225

Bolt va detallarning yuzalari ezilishga ishlaydi. Mustahkamlikka hisoblashda shartli ravishda ta'sir etuvchi kuchdan hosil bo'lgan kuchlanishlar bolt bilan detal yuzalari bo'yicha teng tarqalgan deb hisoblanadi. Ezuvchi kuchlanish qiymati birikuvchi detallarning qalinligiga

bog‘liq. Agar detallar har xil qalinlikka ega bo‘lsa, har bir detal uchun aloxida kuchlanish aniqlanadi.

O‘rtada joylashgan detal uchun (12.3,a-rasm:

$$\sigma_{\sigma_3} = \frac{F}{d \delta_2} \leq [\sigma_{\sigma_3}]. \quad (12.7)$$

Chetdagi detal uchun:

$$\sigma_{\sigma_3} = \frac{F}{d \delta_1} \leq [\sigma_{\sigma_3}] \quad (12.8)$$

bunda δ_1 va δ_2 birikuvchi detallar qalinligi.

(12.7) va (12.8) formulalarda detallar va bolt uchun taalluqlidir.

Mustahkamlikka hisoblash σ_{EZ} ifodaning ikkala qiymatidan eng kattasi bo‘yicha bajariladi, ruxsat etilgan kuchlanish esa, eng kam mustahkamlikka ega bo‘lgan bolt yoki detal materiali bo‘yicha aniqlanadi. Po‘lat boltlar va birikuvchi detallar po‘latdan bo‘lganda, ezilishdagi ruxsat etilgan kuchlanish boltlar uchun $[\sigma_{EZ}] = 0,8\sigma_T$ va detallar uchun $[\sigma_{EZ}] = 0,8\sigma_V$ formula bo‘yicha aniqlangan qiymati 12.3-jadvalda ko‘rsatilgan.

12.3- jadval

Po‘lat markasi	Po‘lat 20	Po‘lat 35	Po‘lat 45	Po‘lat 30X	Po‘lat 30XGSA
[σ_{sm}], MPa	Bolt	190	240	290	510
	Detal	320	400	480	640
					800

Agar siljitadigan kuch mavjud bo‘lsa, ishonchliroq nuqtayi nazardan bo‘shliq bo‘lmagan teshikka bolt joylashtirilgan ma’qul, chunki, bunday holdagi birikmalar aviasozlikda, chunonchi, samolyot qanotlarini biriktirishda ko‘p ishlatiladi. Umrini uzaytirish maqsadida presslangan ya’ni zo‘riqtirilgan tig‘izlik bilan bolt teshikka joylashtirilib hosil qilingan birikmalar ko‘proq ishlatiladi.

Nazorat savollari:

1. Sirib tortilgan boltli birikmalar mustahkamlikka qanday hisoblanadi?
2. Qo‘yilgan kuchlar ta’siridan detallarni tutashgan joyidan siljituvchi boltli (vintli) birikma mustahkamlikka qanday hisoblanadi?
3. Bolt bo‘shliq mavjud bo‘lgan holda joylashtirilgan
4. Bolt bo‘shliq bo‘lmagan holda joylashtirilgan

13-ma’ruza. Shponkali va shlitsali birikmalar

Reja:

1. Shponkalar va shponkali birikmalar haqida umumiy ma’lumotlar
2. Shponkali birikmalarni mustahkamlikka hisoblash
3. Shlitsali birikmalar va ularning turlari haqida ma’lumotlar.

4. Shlitsali birikmalarni mustahkamlikka hisoblash

Tayanch iboralar va atamalar

Shponka; o'yiqlik, vazifalari, zo'riqtirilgan, zo'riqtirilmagan shponka; qiyalik, silindrik, prizmatik, segmentsimon shponka; shlitsali val; to'g'ri burchakli, evolventali, uchburchakli profil; afzalliklari; mustahkamlikka hisoblash; ezuvchi kuchlanish.

Ma'ruza matni

1. Shponkali birikmalarning tuzilishlari

Shponkali va shlitsali birikmalar detallarni aylanadigan val yoki o'qlarga markazlashtirib o'rnatish va burovchi momentni uzatish uchun xizmat qiladi. Detallar bilan aylanadigan o'qlarda shponkali yoki shlitsali birikmani burovchi momenti katta bo'lmaydi. Shponkali yoki shlitsali birikmalarda val bilan detallarning orasida burovchi momentlari katta qiymatga ega bo'lishi mumkin, shuning uchun birikmalar mustahkamlikka hisoblanadi.

Ko'pgina shponkali va shlitsali birikmalar qo'zg'almasdir, lekin qo'zg'aluvchilari ham bor, ular, asosan, detallarni nisbatan o'q bo'ylab siljishi uchun xizmat qiladi.

Shponkali birikmalarni zo'riqtirilgan va zo'riqtirilmagan turlarga bo'lish mumkin.

Zo'riqtirilgan shponkali birikmalarda yuklanish qo'yilganiga qadar ezuvchi kuchlanish hosil bo'ladi. Bunday birikmalarga ponasimon va silindrsimon shponkali birikmalar Masalan bo'la oladi.

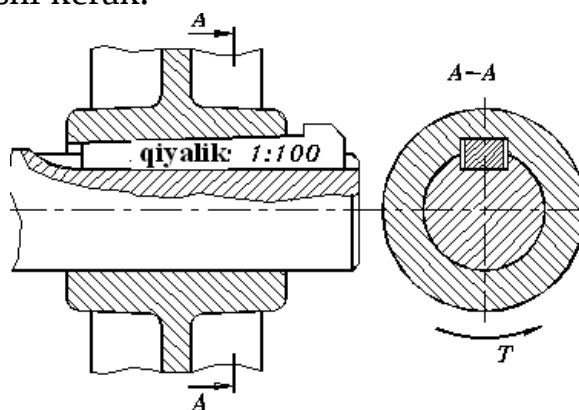
Ponasimon shponkali birikma 13.1-rasmda ko'rsatilgan.

Shponkaning yuqori yuzasi qiya qilib bajarilgan. Valga o'rnatiladigan detal gupchagiga o'yiqlik ham shunday qiyalikda bajarilishi kerak. Gupchak valining o'yiqlar eni shponka enidan kattaroq bo'ladi. Shponkalar o'yiqlikqa bir qadar kuch bilan urib joylashtiriladi. Burovchi moment shponkaning ustki va ostki sirtlaridagi tig'izlikdan hosil bo'lgan ishqalanish kuchi hisobiga uzatiladi. Shponka o'lchamlari standartlashgan.

Bunday birikmalarning afzalliklari: yetarli darajada bikrlikka ega, ish jarayonida bo'shliq, oraliq hosil bo'lmaydi. Lekin uni keng ko'lamda ishlatilishiga ponasimon shponkali birikmalarning tuzilishi chegaralanganligi va ayrim boshqa kamchiliklar to'sqinlik qiladi: detallarni joylashtirish uchun valni faqatgina cheti mo'ljallangan (13.1-rasm), shponkani tig'izlik bilan o'rnatish, val va burchak yuzalarida bir tomonlama deformatsiya bo'lishiga olib keladi, bu hol ularning markazlari siljishiga sabab bo'ladi, natijada disbalans bo'lib, yuqori tezliklarda ishlashiga imkon yaratmaydi.

Undan tashqari ponasimon shakldagi shponka valdagi detallarni qiyshayishiga olib keladi, detalning gupchagi qanchalik katta bo'lsa, qiyshiqlik shuncha katta bo'ladi. Qiya shponka va qiya o'yiqlik gupchak

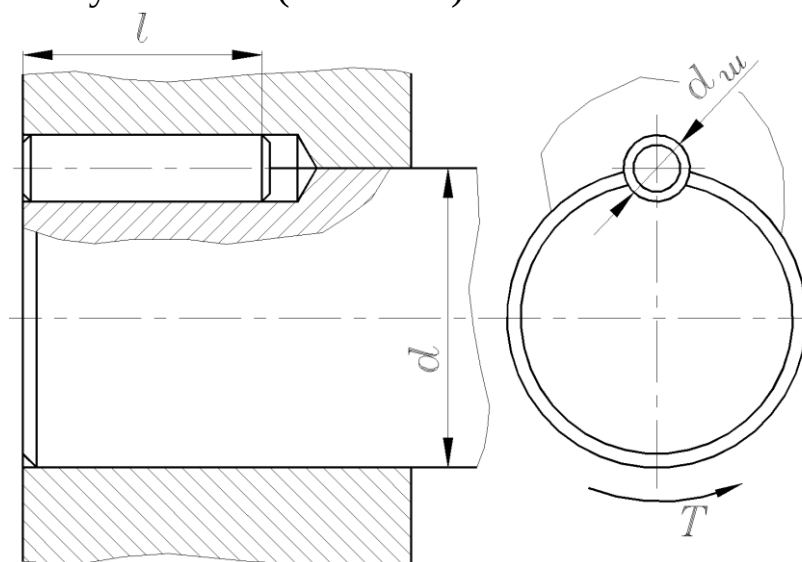
tayyorlash texnologiyasi oson emas, chunki detallarning qiyalik burchaklari bir-biriga mos kelishi kerak.



13.1-rasm.

Shuning uchun ular, asosan, sekin yurar og‘ir yuklangan mexanizmlarda ishlatiladi (qo‘shaloq lokomotivlar, prokat stanlari barabanlari).

Detallar vallarning uchiga o‘rnatiladigan hollarda silindrik shponkalardan foydalaniladi (13.2-rasm).

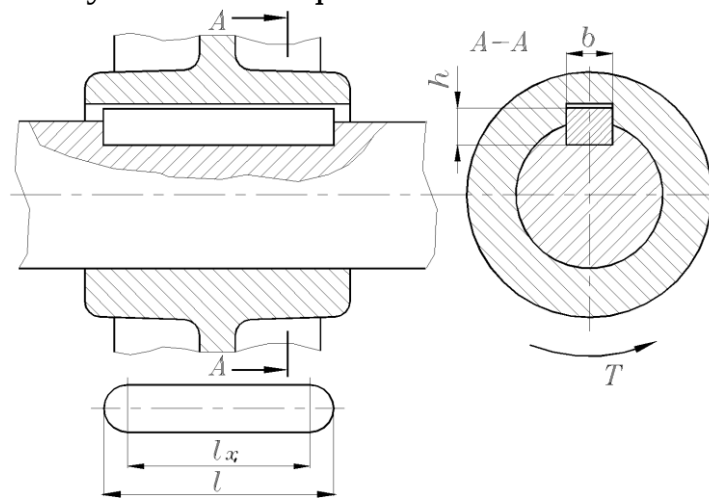


13.2-rasm.

Ular ham, oldingi shponkalarga o‘xshash, ma’lum darajada tig‘izlik bilan o‘rnatiladi. Shponka uchun kerak bo‘lgan teshik valga detal joylashtirilgandan keyin parmalash yo‘li bilan tayyorlanadi. Shundan keyin silindrsimon shtift tayyorlangan teshikka kiritiladi. Katta yuklanishlarda asosan ikkita yoki uchta silindrsimon shponka, oraliq burchagi 120° yoki 180° da qilib o‘rnatiladi. Nazariy tomondan ponasimon va silindrsimon shponkali birikmalar ajraladigan hisoblanadi, lekin ularni ajratib olish qiyinroq, shuning uchun, shponkani tanlashda, uning tuzilishiga ham ahamiyat berilishi lozim.

Zo‘riqtirilmagan shponkali birikmalarda ezuvchi kuchlanish, yuklanish,

burovchi moment uzatib berishdan so'ng paydo bo'ladi. Bunday birikmalarga prizmatik va segmentli shponka birikmalar kiradi. Prizmatik va segmentli shponkalar vositasida hosil qilingan birikmalar zo'rqiqtirilmagan bo'lganligi uchun shponkani ham, valdagi o'yiqli ham yuqori darajadagi aniqlik bilan tayyorlash talab etiladi, chunki shponka burovchi momentni yon sirtlari orqali uzatadi.

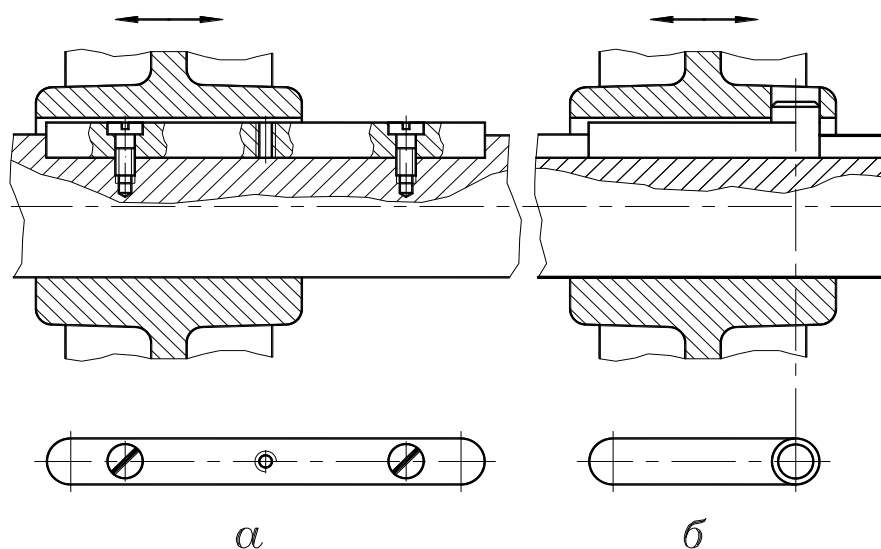


13.3-rasm.

Prizmatik shponkali birikmalar qo'zg'aluvchan va qo'zg'almas bo'lishi mumkin. 13.3-rasmda qo'zg'almas shponkali birikma ko'rsatilgan. Prizmatik shponka, val va gupchak o'yiqlarining o'lchamlari standartlashgan. Detal gupchagidagi o'yiqning chuqurligi val sirtidan chiqib turgan shponka balanligidan ortiqroq bo'ladi, natijada shponkaning ustki va o'yiqning pastki sirti orasida bo'shliq paydo bo'ladi.

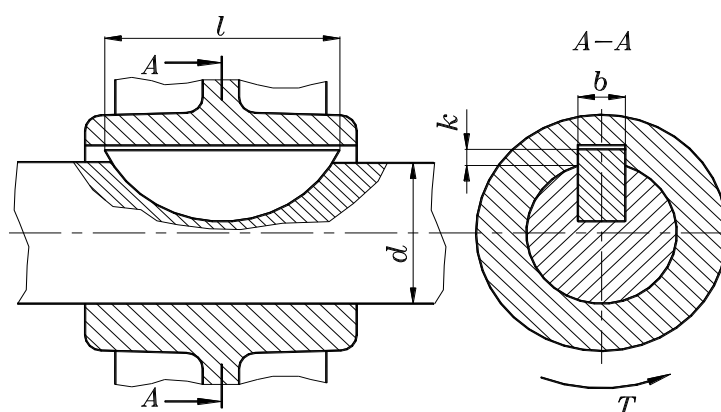
Qo'zg'aluvchan shponkali birikmalar val o'qi bo'ylab detalning siljishini ta'minlaydi. Bunday birikmalar, tezlik qutisidagi tishli g'ildiraklarni va muftani yarim pallalarini val o'qi bo'ylab harakatlanishini ta'minlab beradi. Bunday hollarda shponkalar valga yoki detalga mahkamlanib qo'yilishi lozim, chunki detallar val bo'ylab harakatlanganda hosil bo'lgan ishqalanish kuchi shponkaning to'g'ri joylashgan holatini buzmasligi kerak. 5.4,a-rasm da qo'zg'aluvchan shponkali birikmaning tuzilishi ko'rsatilgan, bunda shponka vintlar yordamida valga mahkamlangan.

Shponka uzunligi detal bosib o'tadigan yo'liga mos kelishi kerak. Biriktiruvchi vintlar orasidagi rezbali teshik shponkali o'yiqdan chiqarib olishda tortuvchi vintni o'rnatish uchun mo'ljallangan (almashtirishda). 13.4,b-rasmda qo'zg'aluvchan shponkali birikmaning tuzilishi ko'rsatilgan, bunda shponka detalga biriktirilgan. Detalning yo'li valdagi o'yiqning uzunligiga mos kelishi lozim.



13.4-rasm.

Segmentsimon shponkali birikmaning tuzilishi 13.5-rasmda ko'rsatilgan. Segmentsimon shponka va o'yiqlik o'lchamlari ham standartlashtirilgan. Shponkani chuqur o'yiqqa joylashtirish uni prizmatik shponkaga nisbatan turg'un muvozanatda bo'lishini ta'minlaydi. Shponkaning segmentsimon shaklda bo'lishi uni ajratish vaqtida o'yiqdan chiqarib olishni yengillashtiradi. Ammo o'yiq chuqur bo'lganligi uchun, valning mustahkamligi kamayadi, shu sababli, segmentsimon shponkalar kichik burovchi momentlarni uzatish lozim bo'lgan hollardagina ishlatiladi.



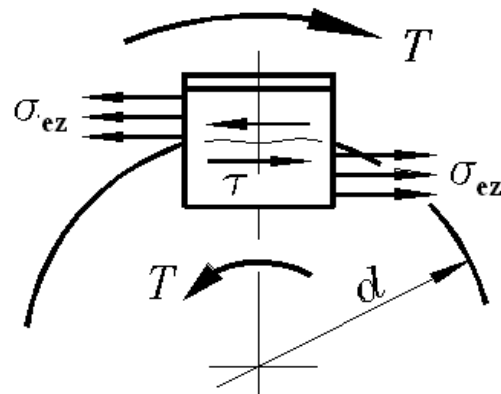
13.5-rasm.

Shponkali birikmalarni mustahkamlikka hisoblash

Standart shponkalar mustahkamligi chegarasi $\sigma_v = 500$ MPa dan kam bo'lmagan uglerodli yoki legirlangan po'latlardan tayyorlanadi. Ko'pgina shponkalar ezilishga va kesilishga ishlaydi. Burovchi moment valdan detalga (yoki teskarisi) yon tomonlari orqali uzatib beriladi. Bunda ezuvchi kuchlanish σ_{EZ} va kesuvchi kuchlanish hosil bo'ladi τ (13.6-rasm).

Shponkali birikmalarni konstruksiyalashda ularning o'lchamlarini val diametri va detal gupchagi uzunligiga moslashtirilgan holda standart

bo'yicha tanlanadi. Undan keyin shponka mustahkamlikka tekshiriladi.



13.6-rasm.

Prizmatik shponkalarining hisobini soddalashtirish maqsadida, shponka balandligini yarmi val sirtidan chiqib turadi deb faraz qilinadi. Lekin standart bo'yicha har doim ham bunday bo'lmaydi. Undan tashqari, teng ta'sir etuvchi elementar ezuvchi kuchning yelkasi val diametrini yarmisiga teng, degan mulohaza ham qilinadi. Shu soddalashtirishlar asosida valni muvozanat (yoki detalni) ligini inobatga olib, ezuvchi kuchlanish bo'yicha mustahkamlik sharti qo'yidagicha:

$$\frac{2T}{d} = [\sigma_{ez}] \frac{hl_x}{2},$$

bunda: T – valning burovchi momenti;

d – valning diametri;

h – shponka balandligi (5.3-rasm);

l_x – shponkaning hisobiy uzunligi (5.3-rasm);

$[\sigma_{EZ}]$ – ruxsat etilgan ezuvchi kuchlanish: qo'zg'almas birikmalar uchun

$[\sigma_{EZ}] = (100 \div 180)$ MPa, qo'zg'aluvchan birikmalar uchun $[\sigma_{EZ}] = (20 \div 30)$ MPa.

Mustahkamlik shartiga asosan, ezuvchi kuchlanish bo'yicha tekshiruv hisoblash formulasi:

$$\sigma_{EZ} = \frac{4T}{d h l_x} \leq [Gez]. \quad (13.1)$$

Kesuvchi kuchlanish bo'yicha mustahkamlik sharti:

$$\frac{2T}{d} = [\tau] b l_x,$$

bunda: b – shponka eni.

Bundan kesuvchi kuchlanish bo'yicha tekshiruv hisoblash formulasi qo'yidagicha bo'ladi:

$$\tau = \frac{4T}{d b l_x} \leq [\tau]. \quad (13.2)$$

Standart shponkalarining o'lchamlari shunday qilib tanlanganki,

birikmaning yuklanishi kesuvchi yuklanish bilan emas, balki ezuvchi kuchlanish bilan belgilanadi (ko'p xollarda $b > h$). Shuning uchun, hisoblashlarda asosan (13.1) formula ishlatiladi.

Segmentsimon shponkalarni tekshiruv hisoblash formulasi:

$$Gez = \frac{2T}{d k l} \leq [Gez], \quad (13.3)$$

bunda: k – valning sirtidan chiqib turgan shponka balandligi (13.5-rasm).

Silindrsimon shponkali birikmalar uchun tekshiruv hisoblash formulasi:

$$Gez = \frac{4T}{d l dsh} \leq [Gez], \quad (13.4)$$

bunda: d_{sh} – shponka diametri (13.2-rasm).

Shlitsali birikmalar va ularning turlari

Shponkali birikmalar keng ko'lamda ishlatilishiga qaramasdan (arzon, tuzilishi sodda), ayrim hollarda ularni qo'llash tavsiya etilmaydi. Xususan, tezyurar, dinamik yuklangan vallarning shponka o'yig'i zonasida to'plangan kuchlanishlar konsentratsiyasi birikmaning ishlash qobiliyatini pasaytiradi. Bundan tashqari, ayrim hollarda, bitta shponka burovchi momentni uzatib berolmaydi, natijada ikkita yoki uchta shponka o'rnatish talab etiladi, bu esa texnologik jihatdan qiyinchiliklarni keltirib chiqaradi, yuklanish teng taqsimlanmaydi va tuzilmaning mustahkamligi kamayadi.

Bunday hollarda shlitsali birikmalarni qo'llash maqsadga muvofiq bo'ladi.

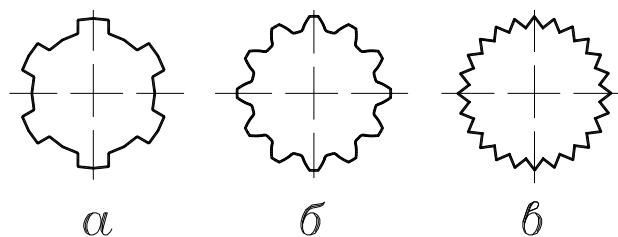
Shlitsali birikmalarni tishli deb ham aytiladi, chunki valning tashqi va detal teshigidagi ichki tishlar mavjudligi tishli birikmani hosil qiladi. Shlitsali (tishli) birikmalarni o'lchamlari tikilgan.

Shlitsali birikmalar shponkali birikmalarga nisbatan quyidagi afzalliklarga ega:

- detallar valda yaxshi markazlashadi, kerak bo'lganda, ularni val bo'ylab suriladigan qilib o'rnatish ham mumkin;
- shlitsning (tishning) yon tomonlaridagi ezuvchi kuchlanish, shponkanikiga qaraganda kam;
- shlitsali vallarning dinamik yuklanishdagi mustahkamligi shponkali vallarga nisbatan yuqori.

Shlitsalarni shakllariga ko'ra, to'g'ri to'rtburchakli (13.7,a-rasm), evolventali (13.7,b-rasm) va uchburchakli (13.7,v-rasm) profillarda bo'lishi mumkin. Bir xil diametrdagi vallarda shlitsalarning o'lchamlari va ularning soni orasidagi taxminiy munosabat quyidagi rasmda ko'rsatilgan.

Mashinasozlikda, asosan, to'g'ri to'rtburchakli va evolventali shlitsali birikmalar keng ko'lamda ishlatiladi, uning o'lchamlari standartlashtirilgan.



13.7-rasm.

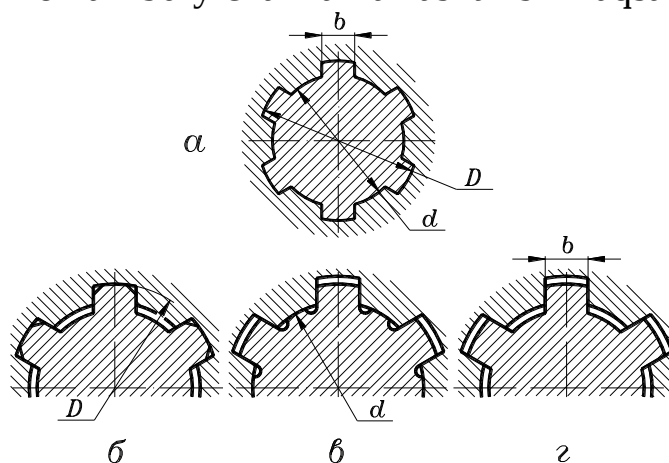
To'g'ri to'rtburchakli shlitsali uzatmalar 13.2,a-rasmda ko'rsatilgan. Har xil sharoitda ishlaydigan birikmalar uchun, standartda uchta seriya mavjud: engil, o'rta va og'ir, ular bir-biridan shlitsalar soni va o'lchamlar bilan farq qiladi. To'g'ri to'rtburchakli birikmalarda detallar valga nisbatan quyidagi usullar bo'yicha markazlashtiriladi:

Markazlashtirishni uchta usuli mavjud:

- tashqi diametr bo'yicha (13.8-rasm);
- ichki diametr bo'yicha (13.8,v-rasm);
- yon tomonlari bo'yicha (13.8,g-rasm).

Markazlashtirish usulini tanlash shu jarayonga qo'yiladigan talablar va birikma detallarini tayyorlash texnologiyasiga bog'liqdir.

Agar val va gupchakning o'qdosh bo'lishini yaxshi ta'minlash talab etilsa, detallar shlitsning diametrlari bo'yicha markazlashtiriladi. Ish jarayonida zarbli yoki revers (yo'nalish o'zgarishi natijasida) yuklanish hosil bo'lsa, shlitsning yon tomonlari bo'yicha markazlashtirish maqsadga muvofiqdir.



13.8-rasm.

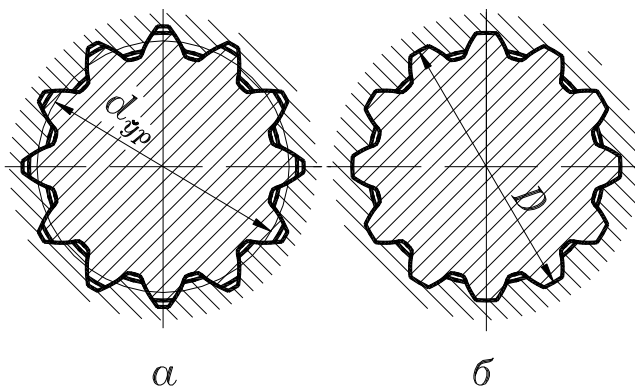
Diametrlararo markazlashtirilganda, tashqi yoki ichki markazlashtirilgan diametr texnologik talablar asosida belgilanadi. Agar vtulka unchalik qattiq bo'lmagan materialdan ($< 350\text{HB}$) tayyorlangan bo'lib, shlitsning teshigiga sidirish (protyajka) bilan ishlov berilgan bo'lsa, markazlashtirish tashqi diametr bo'yicha amalga oshirilishi tavsiya qilinadi. Bunda valni markazlanadigan yuzasi jilvirlanadi. Agar vtulka qattiq bo'lib, shlitsning teshigiga sidirish bilan ishlov berib bo'lmasa, u holda markazlanishga ichki

diametr tanlanadi. Val va vtulkalarning markazlanadigan yuzalari jilvirlanadi.

Shlitsalarning yon tomonlari bo'yicha markazlashtirish texnologik nuqtayi nazardan bir muncha qiyinroq, chunki ularning yon yoqlar yuzalarini jilvirlash uchun maxsus dastgohlar kerak bo'ladi.

Vallarning diametrlari katta bo'lganda, asosan, samolyotsozlik va vertoletsozlikda evolventa profilli shlitsali birikmalar ishlatiladi. Bu birikmalarni to'g'ri to'rtburchakli singari qo'zg'aluvchan shlitsali birikmalarda ham ishlatish mumkin. Evolventa profili shlitsali birikmalar yon tomonlari (13.9,a-rasm) va tashqi diametri bo'yicha (13.9,b-rasm) markazlanadigan qilib tayyorlanadi. Eng ko'p qo'llanadigani – bu shlitsalarning yon yoqlar usulidir.

Vallardagi va ichki shlitsalarni tayyorlash uchun tishli g'ildiraklarda ishlatiladigan zamonaviy texnologik usullar qo'llaniladi. Lekin, tishli g'ildirakdan farqli o'laroq, evolventali shlitsalarning profil burchagi 30^0 ga qadar kattalashtirilgan bo'lib, balandligi esa modul qiymatiga kamaytirilgan bo'ladi. Evolventa profilli shlitsalar (tishlar), valning tishlari orasidagi botiq yuzani to'ldirish hisobiga valni bo'shashtirishini kamaytiradi.

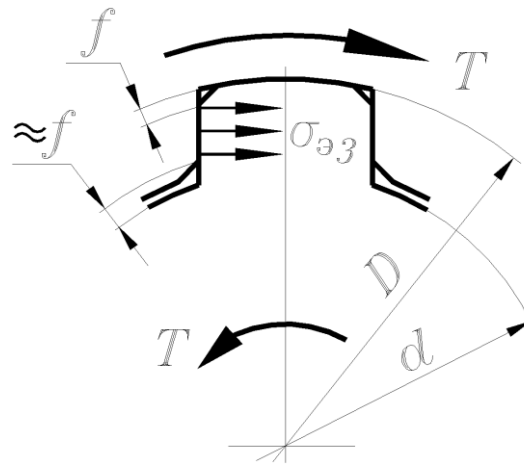


13.9-rasm.

Shlitsali birikmalarni mustahkamlikka hisoblash

Ish jarayonidagi egilish va buralish deformatsiyalari val va vtulkani nisbatan tebranma siljishga olib keladi, natijada shlitsalarning ishchi yuzalari eyiladi va eziladi. Yuqorida keltirilgan omillar shlitsali birikmalarning ishlash qobiliyatini belgilashda va hisoblashda eng asosiy omil hisoblanadi. Ya'ni, to'g'ri hisoblangan shlitsali birikmalar yuzalarini ezilish va yeyilishdan muhofaza qilish kerak. Yuzalarning yeyilishiga chidamliligi bo'yicha hisoblash ancha murakkab va yetarli darajada o'rganilmagan.

Shuning uchun tekshiruv ezilishga hisoblash bilan cheklanadi. Soddalashtirilgan modelda ta'sir etuvchi yuklanish shlitsalarni balandligi va uzunligi bo'yicha bir me'yorda tarqaladi deb qabul qilinadi (13.10-rasm).



13.10-rasm.

Shlitsalarning yon tomonlaridagi ezuvchi kuchlanish:

$$Gez = \frac{T}{\frac{d_{or}}{2} z h l K} \leq [\tau_{or}], \quad (13.5)$$

bu yerda: T – valning burovchi momenti;

d_{or} – birikmalarning oʻrtacha diametri;

z – shlitsalar soni;

h – tishning ichki balandligi;

l – shlitsaning ichki uzunligi;

K – shlitsalararo yuklanishning notekis taqsimlanishini hisobga oluvchi koeffitsient.

Oʻrtacha diametr d_{or} va shlitsalar balandligi h toʻgʻri toʻrtburchakli va evolventaviy birikmalar uchun har xil aniqlanadi.

Toʻgʻri toʻrtburchakli shlitsalar uchun:

$$d_{or} = \frac{D+d}{2}; \quad h = \frac{D-d}{2} - 2f,$$

bunda: f – faska oʻlchami (13.10-rasm).

Evolventali shlitsalar uchun:

$$d_{or} = z m; \quad h = m,$$

bunda: m – tishlar moduli.

Ruxsat etilgan ezuvchi kuchlanish:

- qoʻzgʻalmas birikmalar uchun $[\sigma_{EZ}] = 50 \div 150$ MPa;
- qoʻzgʻaluvchan birikmalar uchun $[\sigma_{EZ}] = 10 \div 20$ MPa.

Bularning aniqroq qiymatlari, shlitsa materialining qattiqligiga va shlitsali barikmalarning ishlash sharoitiga qarab maʼlumotnormalardan tanlab olinadi.

Birikmani hisoblashga doir Masalan

Tishli gʻildirakdan valga ($d=30$ mm) $T = 500$ Nm burovchi moment uzatuvchi prizmatik shponkaning uzunligi hisoblansin.

Yechish.

Diametri 30 mm bo'lgan val uchun prizmatik shponkaning standart o'lchamlari: eni $b = 8$, balandligi $h = 7$.

$b > h$ bo'lgani uchun, hisoblash ezilishdagi kuchlanish sharti bo'yicha bajariladi. Shponka materiali uchun tavsiya etilayotgan ruxsat etilgan kuchlanish miqdorining o'rtacha qiymati qabul qilinadi: $[\sigma_{EZ}] = 140 \text{ MPa}$.

Shponkaning hisobiy uzunligi (12.3-rasm):

$$l_x = \frac{4 T}{d h [\sigma_{ez}]} = \frac{4 \cdot 500 \cdot 1000}{30 \cdot 7 \cdot 140} = 67,8 \text{ mm.}$$

Shponka uzunligini $l = 70 \text{ mm}$ deb qabul qilamiz.

Nazorat savollari:

1. Shponka turlari ?
2. Shponkali birikmalarni mustahkamlikga hisoblash?
3. Shlitsali birikmalar turlari haqida nimani bilasiz?
4. Shlitsali birikmalarni mustahkamlikka hisoblash usullari?

14-ma'ruza. Mexanik uzatmalar. Zanjirli uzatmalar

Reja:

1. Mexanik uzatmalar.
2. Zanjirli uzatma turlari va tuzilishi
3. Vtulka-rolikli zanjirli uzatmaning geometrik, kinematik va kuch parametrlari
4. Uzatmani ishlash layoqati va uni hisoblash.

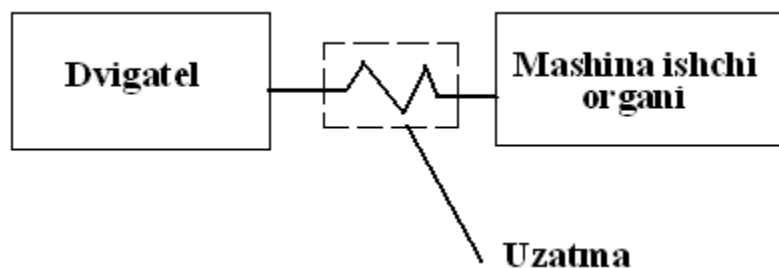
Tayanch iboralar va atamalar

Uzatmalar, dvigatel-uzatma-mashina ishchi organi; foydali ish koefitsient, aylanma kuch; burovchi moment; uzatish soni; reduktor, multipikator; Zanjir; yulduzcha; vtulka-rolikli, vtulkali, tishli zanjir; geometrik parametrlari, kinematikasi; zanjirli uzatmaning quvvati, uzatish soni markazlararo masofasi, foydali ish koefitsiyenti; zanjir tezligi va uzunligi; tarmoqlaridagi kuchlar; mustahkamlik sharti; loyihalash hisobi

Ma'ruza matni

Uzatmalar. Mexanik uzatmalar haqida tushunchalar. Ularning turlari va asosiy xarakteristikalar.

Energiya manbai bo'lgan mashinaning ish bajaruvchi qismi oraliq'ida joylashib, ularni uzaro bog'lovchi hamda harakatni talab qilingandek boshqarishga imkon beruvchi mexanizmlar uzatmalar deb ataladi.



14.1-rasm

Mashinasozlikda mexanik, elektrik, pnevmatik va gidravlik uzatmalardan foydalaniladi.

Mashina detallari kursida faqat mexanik uzatmalar o'rganiladi.

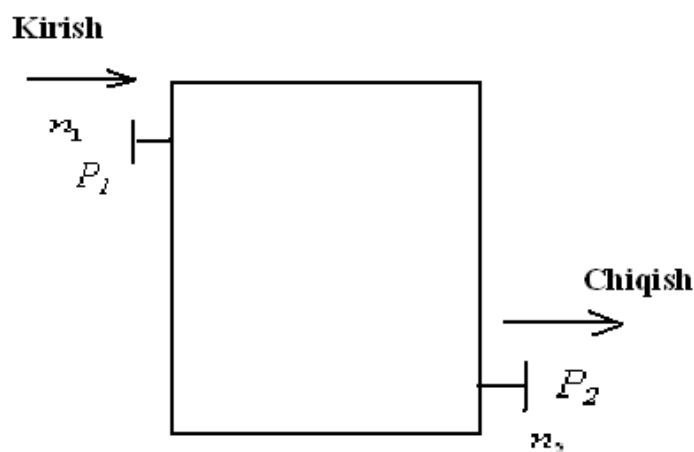
Uzatmalarning energiya manbai bilan ish bajaruvchi qismi o'rtasida joylashishining asosiy sabablari quyidagilardan iborat:

1. Elektr dvigatel vallarining aylanishlar chastotasini ishchi vallarning aylanishlar chastotasiga nisbatan kattaligi;
2. Burovchi moment qiymatlarini uzatma vallarining aylanishlar chastotasi hisobiga o'zgartirish mumkinligi;
3. Elektro dvigatel validagi aylanma harakatni ilgarilama, tebranma va boshqa harakatlarga aylantirish.

Harakatni bir valdan bir necha valga uzatuvchi mexanik uzatmalar ikki turga bo'linadilar:

1. Ishqalanish hisobiga ishlaydigan uzatmalar (friksion, tasmali, vintli);
- Ilashish hisobiga ishlaydigan uzatmalar (tishli, chervyakli, zanjirli).

Uzatma vallaridagi R quvvat (Vt) yoki T — burovchi moment (Nm), hamda n – aylanish chastotasi (ayl/dak) yoki ω - burchak tezligi (1/sek) uzatmalarning asosiy xarakteristikalarini hisoblanadi (14.2-rasm).



14.2-rasm

Bu xarakteristikalar turlicha uzatmalarning loyihalash hisobini bajarish uchun yetarlidir.

Uzatma vallari yetaklovchi va yetaklanuvchi vallarga bo'linadi, bu

vallarni bir—biridan ajratish uchun indekslar qabul qilingan. Masalan, «1» indeks yetaklovchi valga, «2» indeks yetaklanuvchi valga taalluqli.

Uzatmaning qo‘shimcha xarakteristikalar:

a) *Uzatmaning FIK* $\eta = R_2 / R_1$ ifoda orqali aniqlanadi. Ko‘p pog‘onali uzatmalar uchun esa quyidagi ifoda tavsiya etiladi:

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdots \eta_n$$

bu yerda: $\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_n$ - yuritmadagi har bir uzatmaning foydali ish koeffitsiyenti.

1. *Aylanma kuch* $F_t = \frac{P}{V}$;

bu yerda P — quvvat. (Vt), V — ishchi organning chiziqli tezligi (m/s).

2. *Burovchi moment*: $T = \frac{P}{\varpi}$ yoki $T = \frac{F_t d}{2}$

bu yerda ϖ – burchak tezlik, rad/sek.

d) Energiya oqimining yo‘nalishidan qat’iy nazar istalgan ikki val burchak tezliklarining nisbatlari *uzatish soni* deb ataladi va U harfi bilan belgilanadi.

$$U = \frac{\varpi_1}{\varpi_2}$$

bu yerda: ϖ_1 — yetaklovchi valning burchak tezligi;

ϖ_2 — yetaklanuvchi valning burchak tezligi.

Harakatni sekinlashtiradigan uzatmalar uchun $U > 1$ ($\varpi_1 > \varpi_2$). Ular *reduktor* deb ataladi. Tezlashtiradigan uzatmalar uchun $i < 1$ ($\varpi_1 < \varpi_2$) Ular *multiplikator* deb ataladi.

Agar uzatma bir necha pog‘onali bulsa, uning umumiy uzatish soni:

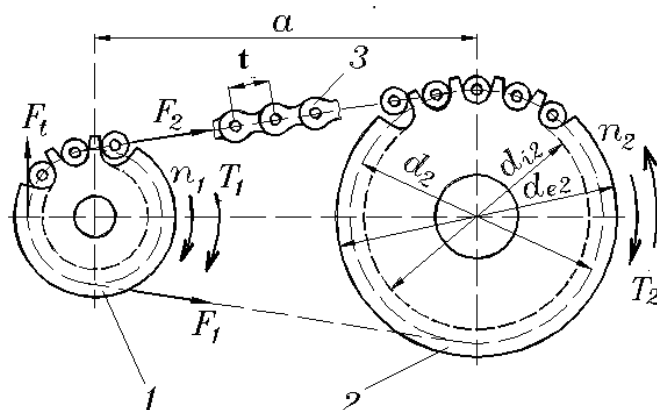
$$U_q = U_1 \cdot U_2 \cdot U_3 \cdots U_n \text{ bo‘ladi,}$$

bu yerda $U_1, U_2, U_3, \dots, U_n$ birinchi, ikkinchi, uchinchi va oxirgi pog‘onalarning uzatishlar sonlari.

Mashinasozlikda mexanik uzatmalar katta ahamiyaga ega. Shuning uchun ularni o‘rganish, yangi turlarini yaratish va mavjud turlarini takomillashtirish masalasiga alohida e’tibor berilmoqda.

Zanjirli uzatmalar. Umumiy ma’lumot va turlari. Geometrik parametrlari va kinematikasi. Asosiy xarakteristikalar. Qo‘llanilish sohalari.

Zanjirli uzatma maxsus tuzilishdagi ikkita tishli g‘ildirak (yulduzcha) va unga kiydirilgan cheksiz egiluvchan zanjirdan iborat (14.3-rasm). Kirish 1 va chiqish 2 yulduzcha va zanjir 3 o‘zaro bog‘lanib, uzatmani hosil qiladi. Uzatma harakati zanjirning yulduzcha tishlariga ilashishiga asoslangan.



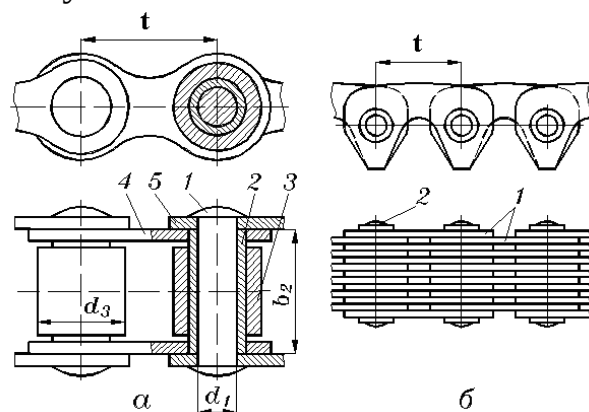
14.3-rasm.

Bunday uzatmalar zanjirning turiga qarab vtulka, vtulka-rolikli, rolikli, tishli va boshqalarga bo'linadi. 14.4-rasmda keng miqyosda ishlatiladigan zanjir turlari ko'rsatilgan.

Vtulka-rolikli zanjir (14.4,a-rasm) tashqi bo'g'in 5 ga presslanib o'rnatilgan valik 1 ichki bo'g'in 4 ga presslab joylashtirilgan vtulka 2 va vtulkaga uning atrofida bemalol aylanadigan qilib, kiydirilgan rolik 3 dan tuzilgan. Vtulka va rolik ya'ni tashqi va ichki bo'g'in bir-biriga nisbatan bemalol aylanishi mumkin. Rolikning tishiga tekkanda aylanib ketishi sirpanib ishqalanishni dumalab ishqalanishga aylantiradi. Bu hol tishlarning yeyilishini susaytiradi va uzatma ishini yaxshilaydi.

Aylanma tezlik 20 m/s gacha bo'lganda vtulka-rolikli zanjir ishlatiladi. Bir qatorlidan tashqari ikki, uch va to'rt qatorli zanjirlar tayyorlanadi.

Vtulkali zanjirni tuzilishi vtulka-rolikliga o'xshash bo'ladi, faqat unda rolik bo'lmaydi. Zanjir va yulduzchaning yeyilishi ortadi, ammo uning hajmi va qiymati kamayadi.



14.4-rasm.

Tishli zanjir (14.4,b-rasm) ikki uchida tishga o'xshagan chiziqlari bo'lgan plastinkalar majmuidan iborat. Yulduzchaning tishlari plastinka chiziqlari orasida joylashgan holda ilashishda bo'lib, tortish qobiliyati ancha katta bo'ladi, tishli zanjirlar vtulka rolikliga nisbatan yetarli darajada ravon va shovqinsiz ishlaydi. Tishli zanjirli uzatmalar nisbatan katta 35 m/s gacha

aylanma tezlikda ishlay oladi, lekin ularni tayyorlash va yig'ishda yuqori aniqlik talab etiladi.

Bunday uzatmaning kamchiliklariga quyidagilarni kiritish mumkin: zanjir ayrim-ayrim birligi katta bo'lgan bo'g'inlardan iborat bo'lib, yulduzcha aylanasi bo'yicha joylashmay, balki ko'p burchak tashkil qiladi, natijada sharnirlarda yeyilish hosil bo'ladi, shovqin bilan ishlay boshlaydi, qo'shimcha zarbli yuklanish hosil bo'ladi. Zanjirli uzatmalar markazlararo masofa nisbat katta bo'lganda harakatni bir yetaklovchi valdan bir necha yetaklanuvchiga vallarga tishli uzatmalarda bajarish murakkab emas, tasmada esa yetarli darajada ishonchli natija bermaydi. Zanjirli uzatmalar ximiya, transport mashinasozligida, dastgohsozlikda, qishloq xo'jalik mashinasozligida, tog' ishlari moslamalarida va yuk ko'tarish – tashish mashinalarida ishlatiladi.

Bu yerda faqat vtulka-rolikli uzatmani ko'rib chiqamiz, sababi bu uzatma eng ko'p qo'llaniladigan uzatmadir.

Zanjirli uzatmaning asosiy parametrlari

1. Zanjirli uzatmaning quvvati

$$P = F_t V / 1000 \text{ kVt} \quad (14.1)$$

bu yerda: F_t – tortuvchi kuch, N;

V – zanjirning tezligi, m/s.

2. Zanjirni tezligi V yulduzcha bo'luvchi diametrining aylanma tezligiga ko'paytmasiga teng bo'ladi:

$$V = \frac{n z p_3}{60 \cdot 10^3} \text{ (m/s)}. \quad (14.2)$$

bu yerda: n - yulduzchalarning aylanish chastotasi ayl/daq;

z – yulduzchaning tishlari soni;

p_3 – zanjirning qadami, mm

Zanjir tezligi va yulduzcha aylanma chastotasi yeyilishga, shovqin chiqishiga va yuritmada dinamik yuklanishni hosil bo'lishiga sabab bo'ladi. Sekinyurar va o'rta tezlik (15 m/s) bo'lganda va yetakchi yulduzchaning aylanish chastotasi 500 ayl/min keng miqyosda qo'llaniladi.

3. Zanjirli uzatmaning uzatish soni u :

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \quad (14.3)$$

bu yerda: n_1, n_2 - birinchi va ikkinchi yulduzchalarning aylanish chastotasi;

z_1, z_2 – birinchi va ikkinchi yulduzchalarning tishlari soni.

Uzatishlar soni u ning qiymati 5 gacha. u katta qiymatga ega bo'lganda bir pog'onali uzatmani ishlatish, gabarit o'lchamlarni qiymati kattalashgan sababi maqsadga muvofiq bo'lmaydi.

4. Foydali ish koeffitsiyenti η

$$\eta \approx 0,96 \div 0,98$$

5. Markazlararo masofa a

$$a = (30 \div 50) p_3$$

$$30 \rightarrow (u \geq 2)$$

$$50 \rightarrow (u \leq 6)$$

$$a = \frac{1}{4} t \left[L_t - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(L_t - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right] \quad (14.4)$$

6. Zanjirdagi bo'g'inlar soni L_t

$$L_t = \frac{2a}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{t}{a} \quad (14.5)$$

Zanjirli uzatmaning kuch parametrlariga burovchi moment T (14.1-rasm), aylanma kuch F_t , zanjirning yetaklovchi tarmoqdagi F_1 tortish kuchlari kiradi. 14.1-rasmda zanjirning yuqori tarmog'i yetaklovchi, quyi (pastki)si esa yetaklanuvchi hisoblanadi. Bundan tashqari uzatmaga quyidagi kuchlar ta'sir qiladi: yulduzchada joylashgan zanjir bo'laklaridagi markazdan qochma kuch, yetaklovchi tarmoq zanjirning og'irlik kuchi (bu kuch zanjirni salqilikka olib keladi) va zanjirni dastlabki taranglik kuchi. Bu kuchlarning qiymati aylanma kuchga qaraganda kam bo'lganligi uchun hisoblashda inobatga olmaslik mumkin. Yetaklovchi, yetaklanuvchi tarmoqlardagi tortish kuchi va aylana kuch orasida quyidagi munosabat mavjud:

$$F_t = F_1 - F_2.$$

Yetaklanuvchi tarmoqni tortish kuchi F_2 dastlabki taranglik va zanjirni salqiligiga bog'liq bo'lib, qiymati aksincha kam bo'lib, aylana kuchga nisbatan (3 ÷ 4) % ni tashkil qiladi. Amaliy hisoblashda quyidagicha qabul qilish mumkin:

$$F_1 = F_t; \quad F_2 = 0$$

Uzatmani ishlash layoqati va uni hisoblash.

Zanjirli uzatma ishlash jarayonida, vtulka va valik orasida hosil bo'ladigan ko'ndalang kuchning mavjudligidan zanjir bo'g'inlari bir-biriga ishtaklanib, yeyiladi. Shuning uchun zanjirli uzatmaning ishlash qobiliyati va hisoblash zanjir sharnirlaridagi bosimga asoslanadi.

Bir qatorli zanjir uchun mustahkamlik sharti:

$$p = \frac{F_t K_{\vartheta}}{d_1 b_2} \leq [p], \quad (14.6)$$

bu yerda: r – zanjir sharniridagi hisobiy bosim, MPa;

F_t – yulduzchadagi aylanma kuch, N;

K_E – ishlash sharoitini hisobga oluvchi koeffitsient (quyidagicha

qaralsin);

d_1 – valik diametri 14.2-a rasm), mm;

b_2 – vtulka uzunligi (14.2-a rasm), mm;

$[r]$ – sharnirdagi ruxsat etilgan bosimi, MPa.

Loyihalash hisobi.

Loyihalash hisobidan maqsad, berilgan qiymatlar: uzatishlar soni u , uzatib beruvchi quvvat P (kVt) va yetaklovchi yulduzcha aylanishlar chastotasiga n_1 (ayl/min) qarab zanjir qadami va uzatmaning geometrik o'lchamlari (yulduzcha tishlari soni, ularning diametri va markazlararo masofasi) aniqlanadi. Odatda, mustahkamlik sharti bo'yicha faqat zanjir qadami aniqlanadi, boshqa parametrlar esa geometrik o'lchamlarni aniqlash formulasi va tavsiyalar yordamida topiladi.

Vtulka-rolikli uzatmaning yetaklovchi yulduzchasining optimal tishlari soni quyidagicha aniqlanadi:

$$z_1 = 31 - 2u. \quad (14.7)$$

Bunda, zanjirning maksimal ishlash muddati, mustahkamligi va ilashishdan chiqib ketish xavfi yo'qligi hisobga olingan. Topilgan qiymat toq songa qadar yaxlitlab olinadi, yulduzchaning bitta tishi har doim zanjirning har xil bo'g'inlari bilan kontaktida bo'ladi. Bunday hol yeyilishni bir tekisda borishiga imkon beradi).

$$t \geq 2,83 \sqrt{\frac{T_1 K_9}{z_1 [p]}} \text{ (mm)}. \quad (14.8)$$

Ekspluatatsiya ko'effitsiyenti:

$$K_9 = K_D K_a K_H K_p K_{cm} K_n, \quad (14.9)$$

bunda: K_D – dinamik yuklanish ko'effitsiyenti:

– bir tekis yuklanishda – $K_D = 1$;

– o'zgaruvchan yuklanishda – $K_D = 1,3$;

K_a – markazlararo masofani rostlash ko'effitsiyenti:

– harakatlanuvchi tayanch – $K_a = 1$;

– bosuvchi yulduzcha – $K_a = 0,8$;

– rostlanmaydigan – $K_a = 1,25$;

K_N – markaz chiziqning tekislikka nisbatan qiyalik ko'effitsiyenti:

– 60° gacha – $K_N = 1$;

– 60° dan katta – $K_N = 1,25$;

K_r – uzatma tarmoqlarini taranglash usulini hisobga oluvchi ko'effitsient;

K_{sm} – moylash ko'effitsiyenti:

– moyli vannada – $K_s = 0,8$;

– tomdirib moylash – $K_s = 1$;

– vaqti-vaqti bilan moylash – $K_s = 1,5$;

K_p – ishlash tartibini bildiruvchi koeffitsient:

- bir smenali ish – $K_R = 1$;
- ikki smenali ish – $K_R = 1,25$;
- uch smenali ish – $K_R = 1,5$.

Sharnirlardagi ruxsat etilgan bosim maxsus tajribalar asosida izlanishlar natijasida olingan (14.2-jadval).

14.2-jadval

Zanjir qadami r_z , mm	Sharnirlardagi ruxsat etilgan bosim [r] MPa, kichkina yulduzcha aylanishlar chastotasi, n_1 , ayl/min bo'lganda				
	≤ 50	200	600	1000	1600
$\leq 15,875$	35	31,5	26	22,5	18,5
19,05÷25,4	35	30	23,5	19	15
31,75÷38,1	35	29	21	16,5	
44,45÷50,8	35	26	15		

(14.8) formula bilan aniqlangan natijaga qarab standart zanjirning eng yaqin kattalashgan qadami qabul qilinadi. Agarda hisoblab topilgan qadam standart qiymatidan katta bo'lsa, yoki bu qadam konstruktiv xususiyati bo'yicha yuqori bo'lsa, ko'p qatorli zanjir qo'llaniladi.

Tanlangan zanjir uchun mustahkamlik bo'yicha xavfsizlik koeffitsiyenti aniqlanadi:

$$S = F_{v3} / (F_t K_d + F_m + F_f) \geq [S], \quad (14.10)$$

bu yerda: $[S]$ – xavfsizlik koeffitsientning ruxsat etilgan qiymati;

F_{uz} – zanjirni uzuvchi kuch;

F_t – aylanma kuch;

K_D – dinamik koeffitsiyenti;

$F q qV^2$ – markazdan qochma kuch;

F_f – zanjir salqiligi tufayli hosil bo'lgan kuch:

$$F = g K_f m a \quad (14.11)$$

$K_f=1$ uzatma vertikal holatda joylashganda,

$K_f=6$ uzatma gorizontol joylashganda

Nazorat savollari:

1. Zanjirli uzatmalarning qanday turlarini bilasiz?
2. Zanjirli uzatmalarning qanday kamchilik va afzalliklari bor?
3. Zanjirli uzatmaning uzatish soni qanday ifodalanadi?
4. Zanjirli uzatmaning ishlash layoqati?

15-ma'ruza. Tasmali uzatmalar

Reja:

1. Tasmali uzatmalar. Tasmali uzatmalarning turlari va qo'llanish sohasi

2. Tasmali uzatmalarning geometrik va kinematik parametrlari, ulardagi kuchlar va ularni aniqlash usullari
3. Tasmali uzatmalar sirpanishi va FIK.
4. Tasmali uzatmalarning mustahkamlikka hisoblash asoslari va ishlash layoqati.

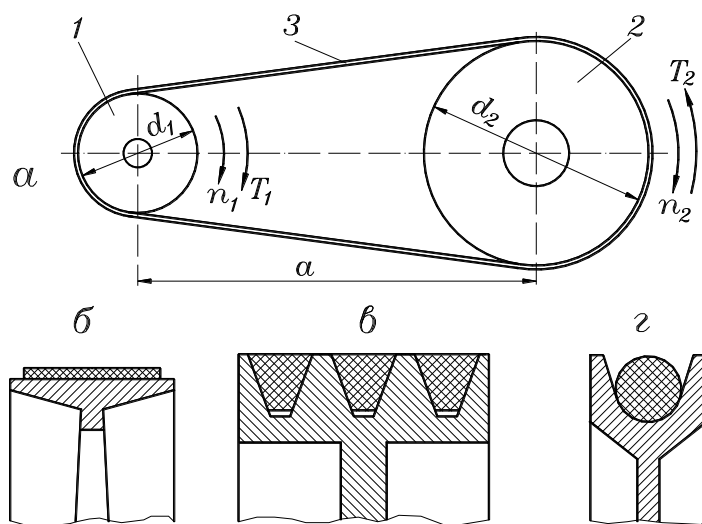
Tayanch iboralar va atamalar

Tasma, shkiv, yassi, ponasimon, doirasimon tasma; afzalliklari, kamchiliklari; geometrik parametrlari, kinematikasi, qamrov burchagi, tasma uzunligi; markazlararo masofa; aylana tezlik; tarmoqlardagi kuchlar; dastlabki taranglik kuchi; tortish qobiliyati; tasmadagi kuchlanishlar; sirpanishi; foydali ish koeffitsiyenti; hisoblash usuli.

Ma'ruza matni

Tasmali uzatmalar. Umumiy ma'lumot va turlari.

Tasmali uzatmaning shakli 15.1, a-rasmda ko'rsatilgan. Bu ikki shkivlar orasidagi uzatma: kirish (yetaklovchi) 1 va chiqish (yetaklanuvchi) 2 rezinalangan tasma bilan qamrab turadi. Zanjirli uzatma singari tasmali uzatmalar ham salqilik bilan bog'langan uzatmalar turkumiga kiradi. Lekin, zanjirli uzatmadan farqi shuki uzatmada harakat yulduzcha tishlari bilan zanjir bo'g'inlari orasida ilashish hisobiga bo'lsa, tasmali uzatmalarda esa harakat tasma bilan shkiv orasida hosil bo'ladigan ishqalanish kuchi orqali amalga oshiriladi. Ishqalanish kuchi qiymati tasma tarangligi holatiga qarab belgilanadi.



15.1-rasm

Tasmalar ko'ndalang kesimining shakliga nisbatan yassi tasmali (15.1,b-rasm), ponasimon tasmali (15.1,v-rasm) va doirasimon tasmali (15.1,g-rasm) bo'lishi mumkin. Tasmali uzatmalarning tishli va zanjirli uzatmalarga nisbatan, afzalliklari quyidagilardan iborat.

1. Shovqinsiz va ravon ishlaydi (ilashish bilan ishlaydigan uzatmalarda esa, harakat dinamik yuklanish ta'sirida ishlaydi, natijada shovqin

chiqadi).

2. Katta tezlikda ishlash qobiliyatiga ega (ilashish bilan ishlaydigan uzatmalarda bunday holni uchratish qiyin).
3. Yuklanish qiymati to'satdan ortib, zarb bilan ishlay boshlasa, mashinaning asosiy qismlarini sinib ketishdan saqlaydi, chunki yuklanish oshib, tebranish ko'paysa, tasma (elastiklik xususiyati tufayli) shktivda sirpana boshlaydi.
4. Yuritmada bo'g'inlar yetarli darajada bikrlikka ega bo'lmasligi mashinalarni tebranish zonasiga kirmasdan, juda kam miqdorda dinamik yuklanish bilan ishlashiga imkon beradi.
5. Oddiy tuzilgan ish jarayonida nazorat qilish qiyinlik tug'dirmaydi (uzatmani moylash talab qilinmaydi), uncha qimmat turmaydi.

Tasmali uzatmaning kamchiliklari:

1. Ilashish hisobiga ishlaydigan uzatmaga nisbatan gabarit o'lchamlarining kattaligi (masalan, uzatib beruvchi quvvat uzatmalar uchun bir xil bo'lganda, tasmali uzatmani shkivi tishli uzatmaga nisbatan taxminan 5 marta katta bo'ladi).
2. Yuklanish natijasida tasmaning sirpanishi uzatmaning kinematik aniqligini yo'qqa chiqaradi.
3. Val va tayanchga tushadigan kuch nisbatan katta, tasmaning dastlabki taranglik kuch ta'sirida tasmali uzatmada tishli uzatmaga nisbatan ikki uch marta yuklanish katta bo'lib ketadi.
4. Tasmaning ishlash muddati kam: $(1 \div 5)$ ming soat.

Afzallik va kamchiliklarini hisobga olgan holda, tasmali uzatmalar mashina yuritmalarining kuch bilan ishlaydigan mexanizmlarida ishlatiladi. O'zaro uyg'un holda tishli uzatmalar bilan birga tasmali uzatmalar ham ishlatiladi. Bunda tasmali uzatma mexanizmning tez yurar qismga joylash-tiriladi, odatda tasmali uzatma katta tezlik bilan ishlab, katta yuklanishdan ozod bo'ladi (ko'pincha yetaklovchi shktiv dvigatel valiga o'tqaziladi). Odatda, tasmali uzatmalar quvvati 50 kVt gacha bo'lgan mexanizmda valning birdan ikkinchisiga uzatishda ishlatiladi. Tasmali uzatmalardan avtomobilsozlikda, dastgohsozlikda, qishloq xo'jalik mashinalarida keng ko'lamda foydalaniladi. Hozirgi vaqtda mashinasozlikda ponasimon tasmali uzatmalar ko'p ishlatiladi, doira shaklidagi tasmali uzatmalar kam quvvatli moslamalarda, asboblarda va xizmat ko'rsatish texnikalarida foydalaniladi.

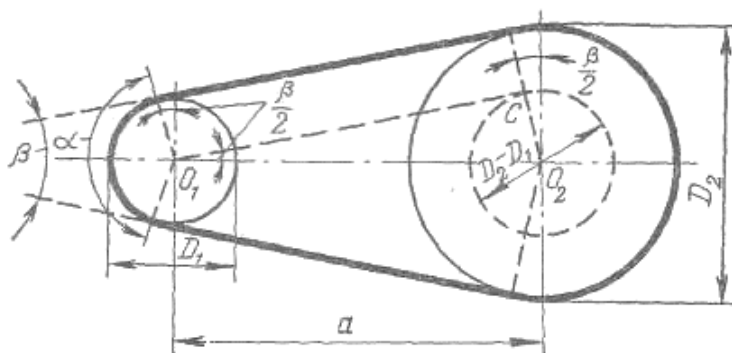
Uzatmaning geometrik parametrlari va kinematikasi

– qamrov burchagi

$$\alpha = 180^\circ - \beta = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{a} = 180^\circ - \frac{D_1(u-1)}{a} 57^\circ \quad (15.1)$$

– tasmaning uzunligi

$$L = 2a + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a} \quad (15.2)$$



15.2-rasm

- uzatmaning markazlararo masofasi

$$a = \frac{2L - \pi(D_2 + D_1) + \sqrt{[2L - \pi(D_2 + D_1)]^2 - 8(D_2 - D_1)^2}}{8} \quad (15.3)$$

- shkiylarning aylana tezliklari

$$V_1 = \frac{\pi D_1 n_1}{60 \cdot 1000} \quad (15.4)$$

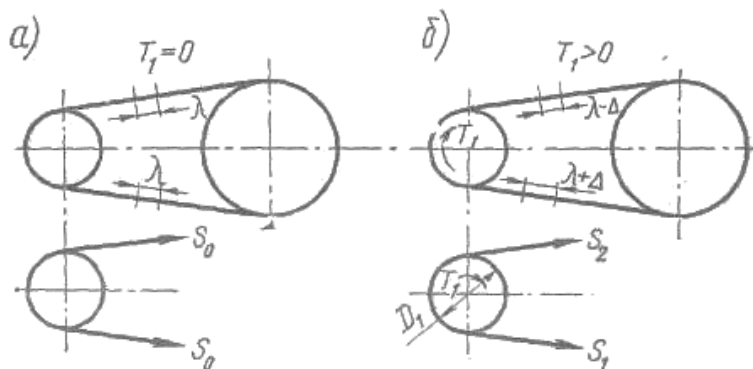
$$V_2 = \frac{\pi D_2 n_2}{60 \cdot 1000} \quad (15.5)$$

$$V_2 < V_1 \quad V_2 = V_1(1 - \varepsilon) \quad (15.6)$$

- uzatish soni

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{V_1 D_2}{D_1 V_2} = \frac{D_2}{D_1(1 - \varepsilon)} \approx \frac{D_2}{D_1} \quad (15.7)$$

Tasma uzatma tarmoqlaridagi kuchlar



a) yuklanishsiz, b) yuklanishli

15.3-rasm. Tasmanii yuklanishi

S_0 - dastlabki taranglik kuchi, chunki tasma taranglik bilan kiydiriladi.

λ – tasmaning choʻzilishi.

Agar uzatma harakatga keltirilsa, uning yetakchi qismi tortiladi ($\lambda + \Delta\lambda$) va uning tarangligi S_1 boʻladi, yetaklanuvchi qismi qisqaradi ($\lambda - \Delta\lambda$) va uning tarangligi S_2 boʻladi

$$\begin{aligned} S_1 &= S_0 + \Delta S \\ S_2 &= S_0 - \Delta S \end{aligned} \quad (15.8)$$

Yetakchi shkiv uchun muvozanat sharti

$$\begin{aligned} T_1 + S_2 \frac{D_1}{2} - S_1 \frac{D_1}{2} &= 0 \\ \frac{D_1}{2} (S_1 - S_2) &= F_t \frac{D_1}{2} \\ S_1 - S_2 &= F_t \end{aligned} \quad (15.9)$$

(15.8) va (15.9) tenglamalardan

$$\begin{aligned} S_1 &= S_0 + F_t/2 \\ S_2 &= S_0 - F_t/2 \end{aligned} \quad (15.10)$$

(15.10) formula tasmaning yetakchi va yetaklanuvchi tarmoqlaridagi taranglik kuchlarining o'zgarishini ko'rsatadi.

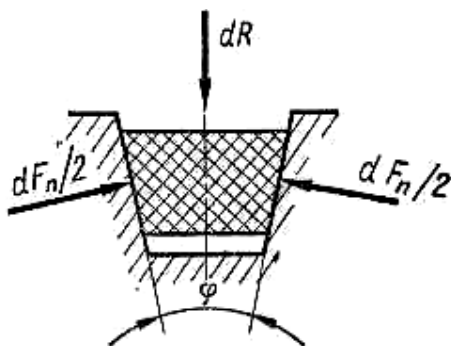
Tasmaning tortish qobiliyatini Eyler quyidagicha hal qilgan:

$$S = S_2 e^{\alpha f} \quad (15.11)$$

bu yerda e – *natural logarifm asosi*.

Bu formuladan ko'rinib turibdiki α qamrov burchagi va f – ishqalanish ko'effitsiyenti ortishi uzatmaning ishlashiga ijobiy ta'sir ko'rsatadi.

Ponasimon tasmali uzatmalarda f qiymati (15.4-rasm), taranglovchi rolik uzatmalarda esa α qiymati oshadi (15.5-rasm).



15.4-rasm. Ponasimon uzatmadagi ishqalanish ko'effitsiyenti

$$\begin{aligned} \sum P_y &= 0 \\ dR + 2 \frac{dF_n}{2} \sin \frac{\varphi}{2} &= 0 \\ dR &= dF_n \sin \frac{\varphi}{2} \\ dF_n &= \frac{dR}{\sin \frac{\varphi}{2}} \end{aligned}$$

Elementar ishqalanish kuchi

$$dF = 2 \frac{dF_n}{2} f = \frac{dR \cdot f}{\sin \frac{\varphi}{2}} = dR \cdot f'$$

bu yerda f' - keltirilgan ishqalanish koeffitsiyenti.

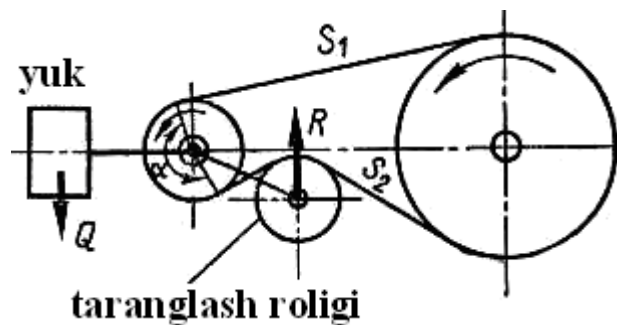
Yassi tasmali uzatmalarda elementar ishqalanish kuchi

$$dF = dR \cdot f$$

Ponasimon tasmali uzatmalarda standart buyicha $\varphi = 40^\circ$. Natijada

$$f' = \frac{f}{\sin 20^\circ} \cong 3f$$

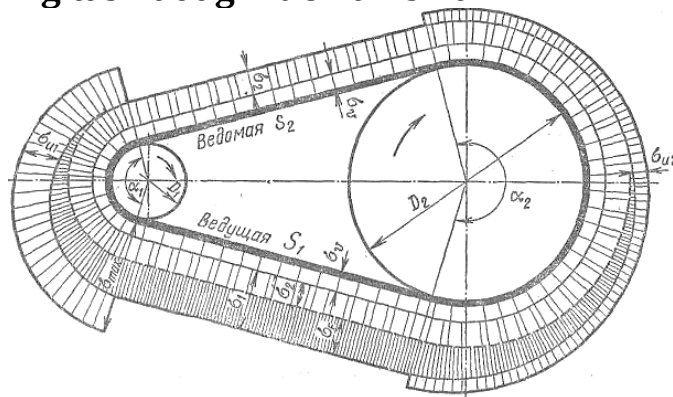
Shuning uchun ponasimon tasmali uzatmalarda tortish qobiliyati yassinikidan 3 baravar katta.



15.5-rasm

Taranglovchi rolik uzatmalarda α_1 va α_2 qamrov burchaklari oshadi, natijada tortish qobiliyati ham oshadi.

Uzatmalarning tasmadagi kuchlanishlar



15.9-rasm

Eng katta kuchlanishlar yetakchi tarmoqda bo'lib, u S_1 dan hosil bo'lgan σ_1 , S_v dan hosil bo'lgan σ_v va tasmaning shkivni qamrab turgan joyida hosil bo'ladigan eguvchi σ_{eg} kuchlanishdan iborat

$$\sigma_1 = \frac{S_1}{A} = \frac{S_0}{A} + \frac{F_t}{2A} = \sigma_0 + \frac{\sigma_T}{2} \quad (15.12)$$

$$\sigma_v = \frac{S_v}{A} = \frac{\gamma}{g} V^2 \quad (15.13)$$

$$\sigma_{\text{э2}} = E \frac{\delta}{d}, \quad (15.14)$$

bu yerda: $A = \delta b$ – tasma ko‘ndalang kesimining yuzasi;

b - tasmaning eni;

δ – tasma qalinligi;

γ – tasmaning solishtirma zichligi;

V – tasmaning tezligi;

E – tasma materialining elastiklik moduli ($100 \div 350$) MPa;

d – shkiv diametri.

Tasmaning yetaklanuvchi tarmog‘idagi kuchlanish:

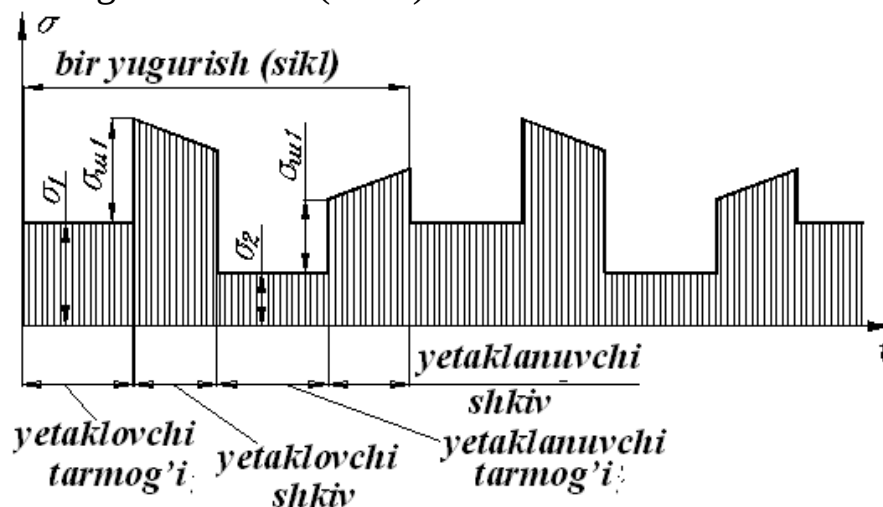
$$\sigma_2 = \frac{S_2}{A} = \frac{S_0}{A} - \frac{F_t}{2A} = \sigma_0 - \frac{\sigma_T}{2}.$$

Tasmaning yetaklovchi tarmog‘i kichik shkivga chiqish qismida maksimal kuchlanish hosil bo‘ladi:

$$\sigma_{\text{max}} = \sigma_1 + \sigma_V + \sigma_{\text{э2}} = \sigma_0 + \frac{\sigma_T}{2} + \sigma_V + \sigma_{\text{э21}}. \quad (15.15)$$

Formuladan (15.5) ko‘rinib turibdiki, egilishdagi kuchlanish qiymatini belgilovchi asosiy omil - tasma qalinligining shkiv diametriga nisbati hisoblanadi. Bu nisbat qanchalik kam bo‘lsa, tasmaning egilishdagi kuchlanishi ham shunchalik kam bo‘ladi. Lekin ayrim hollarda bu nisbatni kamaytirishning iloji bo‘lmaydi, chunki bu masala tuzilmaning minimal o‘lchamalariga bog‘liq. Shkiv diametrini kamaytirishga harakat qilinsa, tasma qalinligini esa mustahkamlik shartiga ko‘ra xohlagancha kamaytirish mumkin emas. Shuning uchun tasmani egilishdagi kuchlanish qiymati kuchlanishlar yig‘indisini tashkil qiluvchilar orasida ko‘pincha katta bo‘ladi.

Ko‘pincha bu kuchlanish boshqa kuchlanishga qaraganda bir necha bor katta bo‘ladi ($\delta/d = (0,005 \div 0,04)$ nisbatga), tasmaning egilishdagi kuchlanishi o‘zgaradi: $\sigma_{\text{EG}} = (1 \div 8)$ MPa.



15.7-rasm

σ_0 va σ_T ga o'xshab, σ_{EG} ortishi uzatmaning tortish qobiliyatini ortirmaydi, balki tasmani toliqish darajasiga olib keladi.

Tasmaning ishlash muddati faqat kuchlanishlar qiymatiga bog'liq bo'lmay, balki kuchlanish ta'sir etish xarakteriga va ularning sikllar soni o'zgarishiga ham bog'liqdir (15.7-rasm).

Kuchlanish siklining chastotasi teng tasmani yugurish (sakrash) chastotasiga:

$$U = \frac{V}{L}, \quad (15.16)$$

bunda: V – aylanma tezlik;

L – tasma uzunligi.

U - ning qiymati qanchalik katta bo'lsa, tasmaning ishlash muddati shuncha kichik bo'ladi. Shuning uchun U ning qiymatini ma'lum kattalikda olish tavsiya etiladi. Masalan, yassi tasmalar uchun $U \leq (3 \div 5) c^{-1}$, ponasimon tasmalar uchun $U \leq (10 \div 20) c^{-1}$.

Odatda, mustahkamlik zahirasi, elastiklik moduli, ishqalanish koefitsiyenti va boshqa qiymatlarning aniqlik darajasi yetarli bo'lmagan uchun, tasma mustahkamligi uning tortish qobiliyatini belgilay olmaydi. Tasmani mustahkamlikka hisoblashdagi xatoliklar amaliyotda tasma yuklanishini yetarli darajada bo'lmasligiga yoki xaddan tashqari yuklanishga, ya'ni sirpanishga olib keladi. Shuning uchun tasmadagi kuchlanishlarni aniqlash va hisoblash usullari aniq bir natija bermaganligidan bu usul ishlatilmaydi. Har xil sharoitda ishlaydigan tasmali uzatmalarning tortish qobiliyati zamonaviy hisoblashga asoslanib tajribadan olingan ma'lumotlarga bog'liqdir. Amaliyot shuni ko'rsatadiki, tortish qobiliyati bo'yicha to'g'ri hisoblangan tasma, odatda, statik mustahkamlik shartini bajaradi. Tajribadan olingan ma'lumotlar har xil yuklanishda ishlaydigan tasmali uzatmaning tasma va shkiv orasidagi sirpanishini izlanishiga asolangan.

Tasmali uzatmalar sirpanishi va FIK

Tasmali uzatmalarda elastik sirpanish va elastik bo'lmagan sirpanish, ya'ni to'la sirpanish sodir bo'ladi. Elastik sirpanish tasmaga tushgan yuklanishdan hosil bo'ladi, natijada tasma cho'ziladi, tasmaning shkiv bilan kontaktda bo'lgan ayrim bo'laklari shkiv sirtiga nisbatan harakat qiladi. Shuning uchun yetaklovchi va yetaklanuvchi shkivlarning aylanma tezliklari teng bo'lmaydi ($v_2 < v_1$):

$$v_2 = (1 - \varepsilon) v_1, \quad (15.17)$$

bu yerda: ε – sirpanish koefitsiyenti.

Ish jarayonidagi yuklanishda $\varepsilon = 0,01 \div 0,02$ bo'ladi. Bu tasmali uzatmaning kinematik aniqligini yo'qolishiga olib keladi. Tasmaga o'ta yuklanish tushuvidan elastik bo'lmagan sirpanish, ya'ni to'la sirpanish sodir

bo'ladi, natijada uzatma ishlash qobiliyatini yo'qotadi. Uzatmaning samaradorligi yoki FIK uzatib berilayotgan va yo'qalayotgan quvvatlar miqdoriga bog'liqdir. Tasmaning shkivga nisbatan sirpanishi va tasma ichki sirtlarini ishqalanishi (egilish deformatsiya) quvvatini yo'qolishiga sabab bo'ladi. Tasma sirpanish vaqtida energiya yo'qolishi esa yuklanishga bog'liq, masalan, uzatma yuklanmagan holda sirpanish bo'lmaydi. Tasmaning egilishi bilan bog'liq bo'lgan deformatsiya natijasida yo'qolgan energiya uzatib beruvchi yuklamaga bog'liq bo'lmaydi.

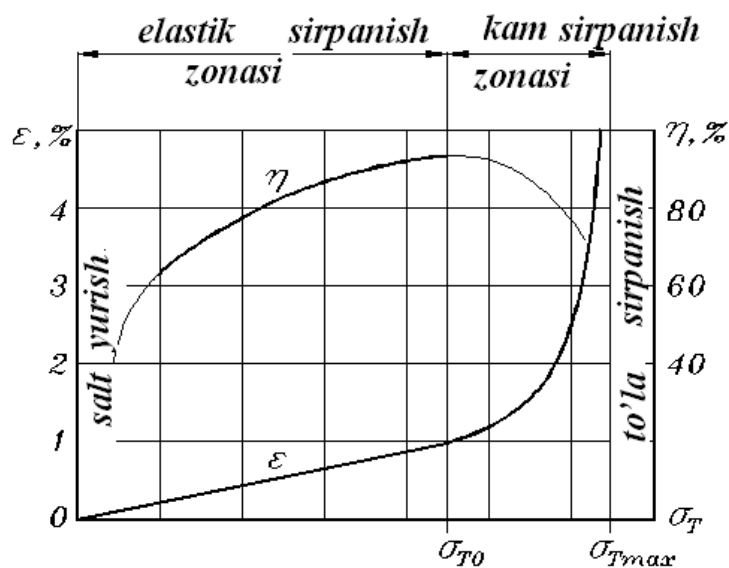
Shundan xulosa qilish mumkinki, to'la yuklanmagan uzatmaning samaradorligi va uning FIK kichikdir. Yuklanishi hisobga yaqin bo'lganda, FIK o'rtacha qiymati yassi tasmali uzatmalar uchun:

$\eta \approx 0,97$, ponasimon tasmali uzatmalar uchun: $\eta \approx 0,96$.

Tajriba yo'li bilan turli tasma va materiallar uchun olingan sirpanish va FIK hamda tasmaning foydali kuchlanishi orasidagi munosabat FIK va sirpanish egri chiziqlari asosida baholanishi Masalan tariqasida 15.5-rasmda ko'rsatilgan.

Sirpanish egri chizig'ining boshlang'ich qismida (0 dan σ_{T0} gacha) elastik sirpanish yuz beradi. Chunki tasma elastik deformatsiyasi Guk qonuniga asoslanib, to'g'ri chiziqqa yaqin bo'ladi. Yuklanishni o'ta ortishi sekin-asta kam sirpanishdan to'la sirpanishga olib keladi.

σ_{T0} dan σ_{Tmax} gacha zonalarida ham elastik sirpanish, xam to'la sirpanish bo'ladi. Ish bajarish uchun zarur bo'lgan yuklanish chegaraviy qiymatiga yaqin joyda, ya'ni σ_{T0} ning chap tomonida bo'lishi kerak. Bu chegaraviy qiymatda FIK maksimal qiymatga ega bo'ladi. Kam sirpanish zonasida uzatma to'la yuklanishda ishlashi qisqa vaqt oralig'ida bo'lishi kerak, chunki bu zonada FIK kamayib ketadi, sirpanish tezlashadi, tasma esa tez yeyila boshlaydi.



15.8-rasm.

Yassi tasmali uzatmani hisoblash usuli

Berilgan qiymatlar.

1. Uzatish quvvati R , kVt.
2. Yetaklovchi shkivning aylanishlar soni n_1 , ayl/min.
3. Uzatishlar soni u .
4. Uzatmaning ishlash sharoiti.

Aniqlash talab etiladi.

1. Tasma turi va o'lchamlari (δ , b , l).
2. Shkiv diametrlari (D_1 , D_2).
3. Markazlararo masofa (a).

Hisoblash jarayonida quyidagi tavsiyalarga e'tibor beriladi:

- ochiq uzatma uchun $\rightarrow u \leq 5$; $a \geq 2(D_1 + D_2)$;
- taranglovchi rolikli uzatma uchun $\rightarrow u \leq 10$; $a \geq D_1 + D_2$
- ip gazlama, charm va jun tasmalar uchun $\rightarrow \frac{D_1}{\delta} \geq 25$;
- rezinalangan tasmalar uchun $\rightarrow \frac{D_1}{\delta} \geq 30$

Yechish.

1. Kichik shkivning D_1 diametri aniqlanadi

$$D_1 = (1100 - 1300) \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}}, \text{ mm}$$

Topilgan qiymat GOST bo'yicha solishtirilib eng yaqin kelgani tanlanadi.

Imkon boricha $V_1 = \frac{\pi D_1 n_1}{60 \cdot 1000} \leq 25 \text{ m/s}$ bo'lishi kerak.

2. $u = \frac{n_1}{n_2} \cong \frac{D_2}{D_1}$ formuladan D_2 topiladi va GOST bo'yicha moslashtiriladi.

3. Tasmaning uzunligi aniqlanadi $U = \frac{v}{L}$.

4. Uzatmaning markazlararo masofasi:

$$a = \frac{2L - \pi(D_2 + D_1) + \sqrt{[2L - \pi(D_2 + D_1)]^2 - 8(D_2 - D_1)^2}}{8}$$

5. Qamrov burchagi

$$\alpha = 180^\circ - \beta = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{a} = 180^\circ - \frac{D_1(u - 1)}{a} 57^\circ$$

6. Aylana kuch $F_t = \frac{P}{V}$

7. $\frac{D_1}{\delta}$ qiymatlardan foydalanib, δ aniqlanadi va GOST bilan

moslashtiriladi

8. Haqiqiy qiymatiga ko‘ra jadvaldan kuchlanishlarning ruxsat etilgan qiymati va $k_\alpha k_V k_H k_0$ topiladi

$$[\sigma_F] = [\sigma_F]_0 k_\alpha k_V k_H k_0$$

bu yerda k_α - qamrov burchagi qiymatining tortish qobiliyatiga ta'sirini hisobga oluvchi koeffitsient;

k_V – tezlikning ta'sirini hisobga oluvchi koeffitsient;

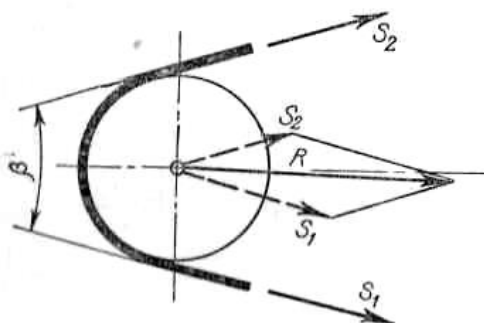
k_H - ishlash rejimini ta'sirini hisobga oluvchi koeffitsient;

k_0 - taranglash koeffitsiyenti.

9. Tasma enining qiymati $b = \frac{F_t}{[\sigma_F] \cdot \delta}$, mm, standart bilan moslashtiriladi.

10. Shkivning eni $B = 1.1b + (5-15)$, mm

11. Val tayanchlariga tushadigan kuch $R = \sqrt{S_1^2 + S_2^2 + 2S_1S_2 \cos \beta} \cong 2S_0 \frac{\beta}{2}$



15.9 - rasm

Nazorat savollari:

1. Tasmali uzatmalarning qanday turlarini bilasiz?
2. Tasmali uzatmalarning qanday kamchilik va afzalliklari bor?
3. Tasmali uzatmadagi sirpanish nima?
4. Tasmali uzatmadagi FIK ga nimalar ta'sir ko'rsatadi?
5. Tasmalarning afzalliklari nimalardan iborat?
6. Tasmali uzatmalarning kamchiliklari nimalardan iborat?
7. Ponasimon uzatmalar nima uchun ko'proq ishlatilmoqda?
8. Ponasimon tasmalardagi ishqalanish kuchi nima uchun kattaroq bo'ladi?
9. Tasmalar qanday materiallardan tayyorlanadi?

16-ma'ruza. Tishli g'ildirakli uzatmalar

Reja:

1. Tishli uzatmalar. Tishli uzatmalarni ishlatilish sohalari.
2. Tishli uzatmaning geometriyasi va kinematikasi.
3. Tishli g'ildiraklar uchun materiallar.

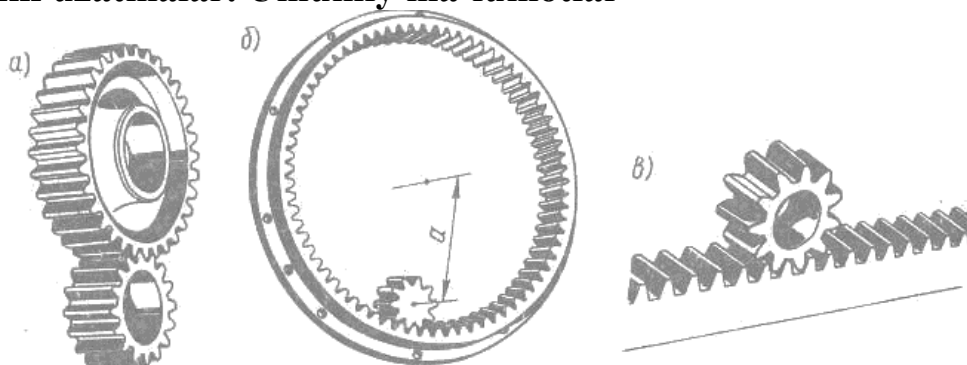
4. Tishli uzatma ishlash qobiliyatining mezonlari. Tishli uzatma ish jarayonida g'ildirak tishlaridagi kuchlanishlar

Tayanch iboralar va atamalar

Tishli uzatmalar; evolventali, sikloidli doirasimon profillar; to'g'ri, qiya, shevron, silindrsimon, konussimon, chervyakli g'ildiraklar; boshlang'ich, tish tubidagi va tish uchidagi diametrlar; tish moduli; uzatish soni; tishlarning yemirilishi; tishlarning uvalanishi abraziv yeyilishi, sinish, yulinib ketishi; kontakt va eguvchi kuchlanishlar.

Ma'ruza matni

Tishli uzatmalar. Umumiy ma'lumotlar



16.1-rasm

Harakatni bir valdan ikkinchi valga tishli g'ildiraklar vositasida uzatish mexanizmi tishli uzatma deb ataladi. Vallari o'qlarining bir-biriga nisbatan joylashuviga qarab, tashli uzatmalar quyidagi turlarga bo'linadi: vallarining o'qlari o'zaro parallel bo'lib, sirtqi yoki ichki tomondan ilashgan silindrik g'ildirakli uzatmalar; vallarining o'qlari o'zaro kesishuvchi konussimon g'ildirakli uzatmalar; vallarining o'qlari ayqash bo'lgan vintaviy silindrik va gipoid deb ataluvchi konussimon g'ildirakli hamda chervyakli uzatmalar.

Bundan tashqari, aylanma harakatni ilgarilanma harakatga aylantiruvchi mexanizm sifatida foydalaniladigan va tishli g'ildirak bilan tishli reykadan iborat uzatmalar ham ishlatiladi. Bunday uzatmalar silindrik g'ildirakli uzatmalarning xususiy holi bo'lib, g'ildiraklardan birining diametri cheksizga teng. Tishlarnin g'ildirak sirtida joylashuviga qarab, tishli uzatmalar to'g'ri tishli, qiya tishli, aylanaviy tishli g'ildiraklar deb ataluvchi turlarga, tish profilining shakliga ko'ra esa evolventa, aylana yoyilmasi va sikloida bo'yicha ilashadigan turlarga bo'linadi. Bularning eng ko'p ishlatiladigani 1760 yilda Eyler tavsiya etgan evolventa bo'yicha ilashuvchi profilli tishlardir. Tishli uzatmalarda boshqa tur uzatmalardagiga qaraganda quyidagi afzalliklar bor:

- a) 150 m/sek gacha tezlik bilan katta (bir necha ming kvv) quvvat uzata oladi va uzatish soni bir necha yuzga yetadi;
- b) sirtqi o'lchamlari nisbatan kichik bo'ladi;

- c) tayanchlariga tushadigan kuch uncha katta bo'lmaydi; foydali ish ko'effitsiyenti yuqori (0,97 – 0,98);
- d) uzatish soniga salbiy ta'sir etadigan sirpanish hodisasi bo'lmaydi;
- e) ishlashi ishonchli, chidamliligi esa katta bo'ladi;
- f) xilma-xil materiallardan foydalanishga imkon beradi.

Tishli uzatmalarning kamchiliklari jumlasiga:

- a) tayyorlanishining nisbatan murakkabligi;
- b) ishlayotgan vaqtda, ayniqsa, katta tezlik bilan ishlayotganda shovqin chiqarishi;
- c) zarb bilan ta'sir etuvchi kuchlarning zarari ko'proq sezilishi kiradi.

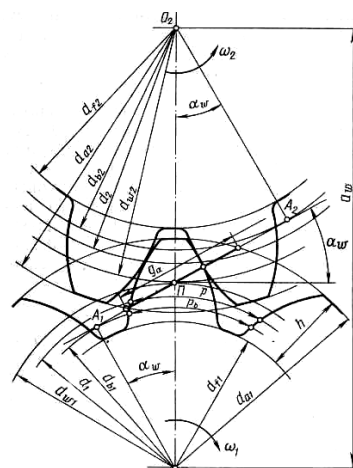
Bu kamchiliklar tishli uzatmalarning afzalliklariga hech qanday putur yetkazmaydi. Shuning uchun ular mashinasozlikda asosiy o'rinni egallaydi.

Tishli uzatmaning geometriyasi va kinematikasi

Tishning mavjud profillaridan eng ko'p qo'llaniladigani evolventa bo'lganligidan quyidagi mulohazalar, asosan, evolventa bo'yicha ilashuvchi tishli g'ildiraklarga taalluqlidir.

Odatda, ilashishda bo'lgan bir juft g'ildirakdan kichigi *shesternya*, kattasi esa *g'ildirak* deb ataladi. Tishli g'ildirak termini umumiydir.

Ilashishda bo'lgan juftning geometrik o'lchamlari quyidagicha ifodalanadi (16.2-rasm):



16.2-rasm. Tishli uzatmaning asosiy geometrik o'lchamlari.

1. d_1 va d_2 - *shesternya* va *g'ildirak* boshlang'ich aylanalarining diametrlari. Tishlar hech qanday tuzatishsiz, standartda ko'rsatilgan parametrlar bilan tayyorlanganda bu aylanalar bo'lish aylanalari deb ham hisoblanadi.
2. t - tishli ilashmaning boshlang'ich aylana bo'yicha raqami (ikkita yondosh tishning mos tomonlari orasidagi masofa); bu masofa boshlang'ich aylana bo'yicha o'lchanadi. Boshlang'ich aylanadagi qadamdan tashqari, tishli ilashmalar nazariyasida bo'luvchi va asosiy aylanalardagi qadamlar degan tushunchalar ham bor. Qadam to'g'risida gap borganda, uning qaysi aylanadagi qadam ekanligi biror belgi bilan ko'rsatilmasa, boshlang'ich aylanadagi qadam tushuniladi.
3. h - tishning balandligi. Bu balandlik boshlang'ich aylana vositasida tish kallagi hamda tish otomoni deb ataluvchi ikki qismga bo'linadi.
4. h' - tish kallagining balandligi.
5. h'' - tish otomonining balandligi.
6. s - tishning boshlang'ich aylana bo'yicha qalinligi.
7. s_1 - tish o'yiqlasining boshlang'ich aylana bo'yicha eni.

8. d_{a2} va d_{a1} - tishlarning uchidan o'tgan aylanalarning diametrlari.
9. d_{f1} va d_{f2} - tishlarning tubidan o'tgan aylanalarning diametrlari.
10. a_w - markazlararo masofa.
11. d_{b1} va d_{b2} asosiy aylanalarning diametrlari. Bu aylananing yonilmasidan tishning yon tomoni sirti uchun zarur bo'lgan evolventa chizig'i hosil qilinadi.
12. b - tishning uzunligi.
13. s - radial tirqish - ilashishdagi tishning uchi bilan o'yiqa tubi orasidagi masofa.
14. A_1, A_2 - ilashish chizig'i (g'ildiraklarning asosiy aylanalariga o'tkazilgan umumiy urinma).
15. l - ilashish chizig'ining tishlar uchidan o'tadigan aylanalar bilan chegaralangan qismi.
16. P - ilashish qutbi.
17. α - ilashish burchgi.
18. $\varepsilon = \frac{l}{t_a}$ - qoplanish koeffitsiyenti.

Evolventa sirtli ilashmaning o'ziga xos xususiyati shundaki, O_1 va O_2 markazlardan radiuslarining nisbati g'ildiraklar burchagi tezliklari nisbatiga teskari proporsional, bir-biriga urunuvchi diametrlari d_1 va d_2 bo'lgan aylanalar o'tkazilsa, g'ildiraklar aylanganda bu aylanalar bir-biri ustida sirpanmay yumalaydi. Shu xususiyatga ega bo'lgan aylanalar *boshlang'ich aylanalar* deyiladi. Har bir g'ildirakdagi ana shu aylananing uzunligi uchun quyidagi tenglikni yozish mumkin:

$$\pi d = z \cdot t,$$

bu yerda: z - g'ildirakdagi tishlar soni. Bu tenglikdan

$$d = \frac{t}{\pi} z$$

kelib chiqadi. Ko'rinib turibdiki, aylana diametri qadam orqali o'lchovsiz son π orqali ifodalanyapti. Shuning uchun tishli g'ildirakning asosiy o'lchamlarini aniqlash va amalda ularni o'lchash qulay bo'lishi uchun *ilashish moduli* deb ataluvchi asosiy parametr kiritiladi. Boshqacha qilib aytganda, modul nisbiy qadamdir:

$$m = \frac{t}{\pi}$$

Modul millimetr hisobida o'lchanadi. Uning qiymatlari GOST 9563 - 60 da keltirilgan. Demak, diametr modul orqali ifodalansa, $d = mz$ bo'ladi.

Tishli g'ildirakning standartdan olingan modul bilan o'lchanadigan aylanasi *bo'lish aylanasi* deb ataladi. G'ildirakning bo'lish aylanasi

bo'yicha olingan qadami, tish qirquvchi asbobning qadamiga teng bo'ladi.

Yuqorida ko'rsatilganidek, hech qanday qo'shimcha tuzatishsiz tayyorlangan g'ildirak uchun uning boshlang'ich aylanasi bilan bo'lish aylanasi bir xil ifodalanadi:

$$d_1 = d_{0_1} = mz_1; \quad d_2 = d_{0_2} = mz_2.$$

Bunday hollarda markazlararo masofa

$$a_w = \frac{d_1}{2} + \frac{d_2}{2} = \frac{mz_1}{2} + \frac{mz_2}{2} = 0,5m(z_1 + z_2) = 0,5mz_c$$

bo'ladi, bu yerda z_c — tishlarning umumiy soni.

Tish va uning qismi balandliklari quyidagicha ifodalanadi:

$$\left. \begin{aligned} h &= 2m + m \cdot c_o = 2,25m; \\ h' &= m; h'' = m + mc_o = 1,25m \end{aligned} \right]$$

bu yerda s_0 — radial tirgish koeffitsiyenti; odatda, $s_0 = 0,25$ qilib olinadi.

Tishlarning uchidan va tubidan o'tgan aylanalarning diametrlari quyidagicha bo'ladi:

$$\left. \begin{aligned} d_a &= mz + 2h' = mz + 2m = m(z + 2) \\ d_f &= mz - 2h'' = mz - 2 \cdot 1,25m = (z - 2,5) \end{aligned} \right]$$

Tishli uzatmalarining uzatishlar soni u harfi bilan belgilanadi.

Uzatishlar soni birdan katta (sekinlashuvchi uzatmalar), ya'ni *reduktor* yoki birdan kichik (tezlashtiruvchi uzatmalar), ya'ni *multiplikator* bo'lishi mumkin, lekin uzatishlar soni doim birdan katta bo'lib, g'ildirakning yetaklovchi yoki yetaklanuvchi bo'lishidan qat'iy nazar, katta g'ildirak tishlar sonining, kichik g'ildirak tishlar soniga nisbati bilan aniqlanadi (16.2-rasm).

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{T_2}{T_1 \eta}$$

bu yerda ω_1, ω_2 — burchak tezligi rad/s;

n_1, n_2 - aylanish chastotasi, ayl/dak;

d_1, d_2 — boshlang'ich diametrlari, mm;

T_1, T_2 — g'ildirakdagi burovchi momenti Nm;

η — foydali ish koeffitsiyenti.

Tishli g'ildiraklar uchun materiallar

Mashina uzatmalarining tishli g'ildiraklari konstruksion materialdan tayyorlanadi. g'ildirak tishlarining yuzalari yetarli darajada qattiq bo'lishi kerak. g'ildiraklarni tayyorlash uchun ishlatiladigan po'lat materiallar qattiqligi bo'yicha ikki guruhga bo'linadi: xossalarini yaxshilash hamda normallashtirish yo'li bilan termik ishlov berilgan qattiqligi $HB > 350$ materiallar va qattiqligi $HB < 350$ bo'lgan yuqori chastotali tok yordamida toblash

hamda azot, uglerod bilan to'yintirish yo'llari bilan qattiqligi oshirilgan po'lat materiallar. Qattiqligi $HB > 350$ bo'lgan g'ildirak tishlari dastlabki ishlovdan so'ng (frezerlash, o'yish stanogida) termik ishlanadi, ya'ni tish yuzalari yoki tishlar butun hajmi bo'yicha toblanadi. Bunday termik ishlovdan so'ng tishlar ustida yakunlovchi tozalash ishlari bajariladi (qum toshlar yordamida jilvirlash).

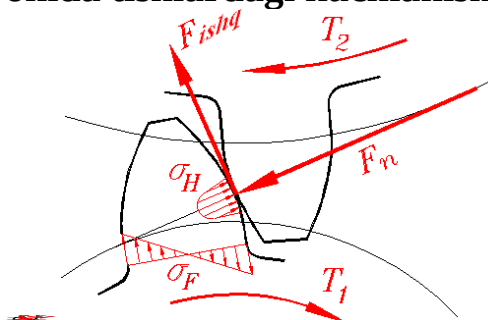
Shuni ta'kidlash kerakki, uzatmaning kichik g'ildiragi – shesternya g'ildirakka nisbatan qattiqroq materialdan tayyorlanadi, chunki, kichik g'ildirak tishlari ishlash muddati davrida katta g'ildirak tishlariga nisbatan son jihatidan ilashishda ko'proq kontaktda bo'ladi. o'ildiraklarni har xil qattiqlikka ega bo'lgan materialdan tayyorlashdan asosiy maqsad tutashgan holda harakatda bo'lgan yuzalarni yeyilishini nisbatan tekislashdan iborat.

Tishli g'ildiraklarni tayyorlash uchun ishlatiladigan po'lat materiallar va ularga termik ishlov berish.

Agar tishli g'ildiraklar po'lat 45, 40X, 40XN dan tayyorlangan bo'lsa, ularni hajmiy toblash yoki tishlarning yuzalarini NRC 45 - 55 qattiqlikka qadar toblash zarur.

Agar tishli g'ildirakning materiali po'lat 15, 20, 12XN3A (kam uglerodli po'lat) bo'lsa, u holda tish yuzalari (0,8-0,9)% miqdorga qadar uglerod bilan to'yintiriladi, so'ng termik ishlov – sementatsiya qilinib, NRS 58÷63 qattiqlikka qadar toblanadi

Uzatma ish jarayonida tishlardagi kuchlanishlar turlari



16.3-rasm.

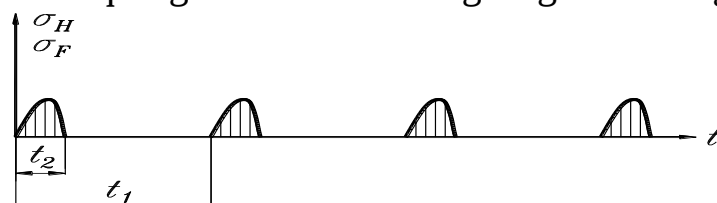
Yuqori darajali kinematik juftli tishlar ilashish vaqtida bo'g'inlar orasidagi o'zaro harakatda bo'lgan kuchlar evolventa profilining umumiy normal bo'yicha yo'nalgan bo'lib, normal kuch deb yuritiladi 16.3-rasmda – F_n . Bu kuch ta'sirida va tishlar orasidagi nisbatan sirpanish hodisasi ro'y berishidan ishqalanish kuchi F_{ishq} hosil bo'ladi. Ishqalanish kuchi tishli g'ildiraklarga qo'yilgan moment kuchlarni hisoblashda foydali ish ko'effitsenti yordamida amalga oshiriladi.

Normal F_n kuchning g'ildirak tishiga ta'sirini ko'rib chiqamiz. Bu kuch ta'sirida tishlarda har xil kuchlanishlar paydo bo'ladi. Ulardan tishlarning ishlash qobiliyatini belgilovchi asosiy kuchlanishlar tish sirtida hosil

boʻladigan kontakt kuchlanish σ_H boʻlib, u tishlarni elastik kontakt ezilishga olib keladi. Normal kuch esa, tishni egilishiga olib keladi va tish tubida. σ_F – eguvchi kuchlanish hosil boʻladi. Epyuralari 2.3-rasmda koʻrsatilgan. Eslatish lozimki, kontakt kuchlanishdagi H indeks (belgi), kontakt kuchlanish nazariyasini yaratish asoschisi hisoblangan nemis olimi familiyasidan Herz (Gers) olingan.

Eguvchi kuchlanishdagi F belgi eguvchi kuchning shartli belgisi bilan bogʻliq. H va F belgilar kontakt va egilish boʻyicha mustahkamlikka hisoblashda va hisobni aniqlashtiradigan ayrim koeffitsientlarga taalluqli boʻlib, zarur boʻlgan parametrlarni aniqlashda ishlatiladi.

Har bir tish uchun yuklanish oʻzgarmas muayyan qiymatga ega boʻlmay, vaqt oraligʻida oʻzgarib turadi va vaqti-vaqti bilan uzlukli sikl bilan taʼsir etadi. Gʻildirak oʻqlari harakatlanmaydigan uzatmalarda, gʻildirakni bir marta aylanishiga tishning bir marta yuklanishi mos keladi. Planetar uzatmalarda esa tishlarni yuklanishlar soni markaziy gʻildirak bir marta aylangan satellitlar soniga mos keladi. Bunday yuklamalar kontakt va egilish kuchlanishlarni hosil qilib, kuchlanishlarning boshlangʻich sikllari hisoblanadi. 16.4-rasmda ehtimol qilingan kuchlanishlar grafigi koʻrsatilgan.



16.4-rasm.

Maʼlumki, t_1 – sikl vaqti, t_2 – bitta tishning ilashishda boʻlgan vaqti boʻlib, uzatmaning aylanishlar chastotasiga va geometrik parametrlarga bogʻliqdir.

Ishlash qobiliyatining mezonlari va hisobi

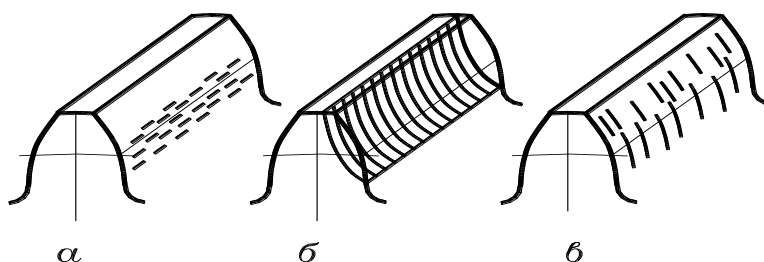
Kuchlanishlarning oʻzgaruvchi sikl bilan taʼsir etishi, tishlarning toliqishdan yemirilishiga olib keladi. Ikki xil yemirilish mavjud: tish sirtlarining uvalanishi va tishlarning sinishi. Ishga qobiliyatli uzatmaning hamma tishlari butun va sinmagan boʻlishidan tashqari, ularning sirtlari ham yemirilmagan boʻlishi shart. Shunday qilib, tishli uzatmalarning ishga qobiliyatli boʻlishini eng asosiy mezonlari va mustahkamlikka hisoblashda, tish sirtlarining yemirilmaganligi va tishlar sinishligi hisoblanadi. Bu omillarni mukammal koʻrib chiqamiz.

Tish sirtlarining yemirilishiga kontakt kuchlanish va ishqalanish sabab boʻladi.

Tishlar sirtining yemirilishi deganda quyidagilar, yaʼni toliqish oqibatida uvalanib ketishi, abraziv zarrachali muhitda yemirilishi va yulini

ketishi tushuniladi.

Toliqish oqibatida uvalanib ketishi yopiq sermoy sharoitda ishlaydigan g'ildiraklarda sodir bo'ladi. Uvalanib ketishning asosiy sababi, texnik imkoniyati chegarasidan chiqib ketishi, uzatmaning ishlash tartibi buzilishi (yuklanish ortib ketishi hollari, qizib ketishi) hisoblanadi. Bunday hollarda tish sirtining ayrim nuqtalarida bilinar-bilinmas darzlar paydo bo'ladi, bora-bora bu darzlar kattalashib chiziqchalar hosil qiladi (16.5,a-rasm).

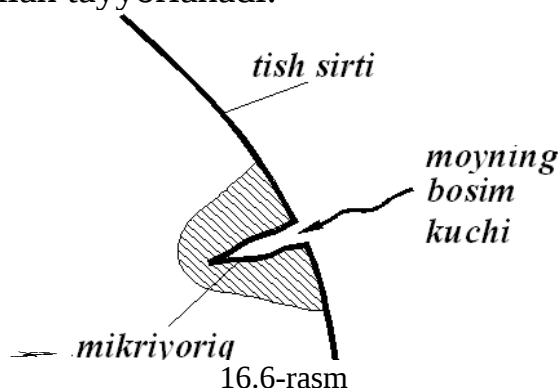


16.5-rasm.

Bu, asosan, tishlarning qutb chizig'i yonida sodir bo'lib, hamma yuklanish bir juft tishlar orqali uzatiladi (bir juftli ilashma), uzatma sermoy sharoitda ishlaganligi uchun bunday darzlar ichiga katta bosim ostida moy kira boshlaydi. Natijada darzlar kattalashib borib, tish sirtidan kichik bo'lakchalarning ajralishiga olib keladi.

Bunday uzatmalar ishlashni davom ettirsa, ilashish sirtlarida moy qatlamini hosil qilish shartlari buzilib, tishlar o'zaro kontaktda bo'lib, metal metalga tega boshlaydi, natijada sirlarning yeyilishi tezlashadi va yulinib ketishi sodir bo'ladi.

Tishlar sirtining uvalanishiga barham berish uchun sirlarning sirtqi qatlami termik ishlov berish bilan mustahkamlanadi va tishlar yuqori darajadagi aniqlik bilan tayyorlanadi.



16.6-rasm

Abrziv zarrachali muhitda yeyilish yetarli darajada moylanmaydagan ochiq tishli uzatmalarda ko'proq uchrab, ularning ishlash qobiliyatini yo'qotishga sabab bo'ladi. Tish ko'ndalang kesimining kamayib ketishi mustahkamlilik xususiyatini kamaytirib yuboradi (16.5,b-rasm). Yeyilishni kamaytirish uchun tish sirtining mustahkamliligini ko'tarish

kerak, maxsus moylarni ishlatib tishlar orasiga chang va boshqa mayda qattiq zarrachalar tushishidan saqlash lozim.

Yulinib ketishi. Bunday hodisa, asosan katta tezlik va katta yuklanish bilan ishlaydigan uzatmalarda uchraydi. Issiqlik miqdori ko'payishi tishlar sirtining ayrim joylarida moy qatlami uzilib, metallar bevosita tutashadi. Bu xol bir necha bor takrorlangandan so'ng, issiqlik shunday darajaga etadiki, mustahkamligi kamroq bo'lgan G'ildirak tishining ayrim joylari ikkinchi G'ildirak tishiga yopishib chiqadi. Hosil bo'lgan metall zarrachalar ish davomida shu tish bilan ilashishda bo'lgan tish sirtini sidirib chiqa boshlaydi (16.5,v-rasm). Bunday yemirilishning oldini olish choralari: tish sirtining qattiqlik chegarasini oshirish, uzatma qizib ketmaslik uchun sovitib turish va sidirilishga qarshilik ko'rsatadigan maxsus moy ishlatiladi.

Tishlarning sinishi. Tishlarning sinishiga 2 xil sabab bor: yuklama o'ta katta bo'lishi, bunda tishda hosil bo'lgan kuchlanish materialning ruxsat etilgan kuchlanishidan ortib ketadi. Zarbli yuklanish ham tishlarning sinishiga olib keladi. Sinishning oldini olish uchun maxsus yuklanishni chegaralovchi moslamalar ishlatiladi. Toliqish natijasida sinish asosan o'zgaruvchi kuchlanishning uzoq vaqt davomida ta'sir etishi bilan bog'liqdir.

Umumiy holda tishlarni sinishdan saqlash uchun modulni kattalash-tirish, tishlarni o'zgartirish (korrektsiyalash) va ularni termik ishlash, tish qirralariga tushadigan yuklanishni kamaytirish (tishlarning chetini ma'lum burchak ostida kertish) hamda bochka shaklidagi tishlardan foydalanish tavsiya etiladi. Tishli uzatmalarning yemirilishi yuqorida ko'rib chiqilgan turlaridan shu vaqtgacha yetarli darajada to'la o'rganilgani tishlarning sinishi hamda sirtning uvalanib ketishidir. Shu sababli, uzatmalarni loyihalashda yemirilishga sabab bo'lgan σ_F kuchlanish va kontakt σ_N kuchlanishdir. Hozirgi vaqtda tishli uzatmani loyihalash hisobida, asosan, kontakt kuchlanish bo'yicha mustahkamligi belgilanadi.

Nazorat savollari:

1. Tishli uzatmalarning afzalliklari nimada?
2. Tishli uzatmalarning kamchiliklari nimalardan iborat?
3. Tishli uzatmalar qayerlarda ishlatiladi?
4. Tishli uzatmalarning qanday turlarini bilasiz?
5. Tishli uzatmalarning uzatishlar soni qanday aniqlanadi?
6. Tish sirtlarining yemirilishiga kontakt nimalar sabab bo'ladi?

17-ma'ruza. Tug'ri tishli uzatmalarni mustahkamlikka hisoblash

Reja:

1. Tishlarni kontakt kuchlanishlar bo'yicha hisoblash.

2. Tishlarni eguvchi kuchlanishlar bo'yicha hisoblash.

Tayanch iboralar va atamalar

Tishlarning yemirilishi; tishlarning uvalanishi abraziv yeyilishi, sinish, yulini ketishi; to'g'ri tishli uzatma, kontakt va eguvchi kuchlanishlar; to'g'ri tishli uzatma mustahkamlikka hisoblash.

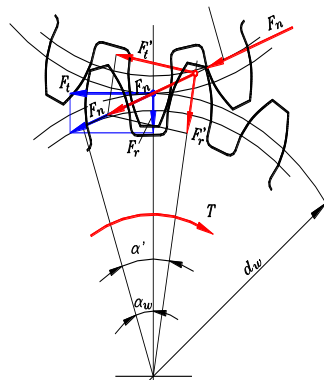
Ma'ruza matni

To'g'ri tishli uzatmalarni mustahkamlikka hisoblash.

Silindrsimon uzatmalarni loyihalash hisobida uning ushbu asosiy geometrik parametrlari aniqlanishi lozim: o'qlararo masofa, g'ildirak eni va ilashish moduli.

Tishlarni eguvchi kuchlanishlar bo'yicha hisoblash

Tish yuklama ta'sirida murakkab kuchlanishlar holatida bo'lib, eng katta kuchlanish tishning tubida yig'ilib evolventani galtelga (radius orqali) o'tish zonasida bo'ladi. Hisoblarni osonlashtirish va tishning mustahkamligiga ta'sir etuvchi parametrlarni belgilash maqsadida quyidagi soddalashtirishlar kiritamiz.



17.1-rasm.

1. Tishga ta'sir etuvchi kuch uning uchiga qo'yilgan bo'lib, faqat bitta juft tish vositasida uzatiladi. Amaliyotda bu tishlar qadamini notekisligi natijasida tish kallagida bitta juft ilashma hosil bo'lishi mumkin (17.1-rasm).
2. Yuqorida ko'rsatilgandek Tishga ta'sir etuvchi kuch uning uchiga qo'yilgan bo'lib, faqat bitta juft tish vositasida uzatiladi. Amaliyotda bu tishlar qadamini notekisligi natijasida tish kallagida bitta juft ilashma hosil bo'lishi mumkin (17.1-rasm).

Tish konsol balka deb qaraladi. Bunday hollarda tishning istalgan joydagi tekis kesim tish deformatsiyalanganda ham o'zgarmay qoladi, deb hisoblanadi. Ilashma nazariyasidan ma'lumki, g'ildirakning ilashishida bo'lgan tishlarga ta'sir etuvchi asosiy kuch ularning sirtiga tik bo'lib, ilashish chizig'i bo'yicha yo'nalgan F_n kuchdir (17.1-rasm). Odatda, g'ildirak vali va uning tayanchlarini hisoblashni osonlashtirish maqsadida bu kuch ilashish qutbiga ko'chiriladi. Bu normal kuch F_n qiymatini

g'ildirakning geometrik parametrlari va unga qo'yilgan burovchi moment bilan bog'lash imkonini beradi. Endi bu kuchni 2 ta teng tashkil etuvchilarga ajratamiz: aylana kuch F_t va radial kuch F_r . U holda quyidagi tenglama adolatli bo'ladi.

$$F_t = \frac{2T}{d_w}, \quad F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \quad (17.1)$$

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_w}, \quad (17.2)$$

bu yerda: α_w – ilashish burchagi.

Endi bu kuchni g'ildirak tishi simmetriya o'qiga ko'chiramiz (17.1-rasm), uni 2 ta teng tashkil etuvchilari - tangensial F_t' tish o'qiga tik yo'nalgan va radial F_r' g'ildirak markazi bo'yicha yo'nalgan:

$$F_t' = F_n \cos \alpha' = \frac{F_t \cos \alpha'}{\cos \alpha_w}, \quad (17.3)$$

$$F_r' = F_n \sin \alpha' = \frac{F_t \sin \alpha'}{\cos \alpha_w}, \quad (17.4)$$

bu yerda: α – F_n normal kuchning tish simmetriya o'qiga yo'nalishini aniqlovchi burchak (17.1-rasm).

F_t kuch tishga ta'sir qilib (17.2-rasm), uning asosida eguvchi kuchlanish σ_{EG} ni, F_r kuch esa siqilish kuchlanishi σ_s ni hosil qiladi.

Egilish va siqilish kuchlanishlar manzarasining yig'indisini hisobga olib, manzaraning umumiy kuchlanishini σ_F deb olamiz, bu kuchlanish tishning xavfli kesimiga ta'sir qiladi (17.2-rasm). Tishning cho'zilgan tomonidagi (17.3-rasmda o'ng tomondagi) kuchlanish qiymati hisobiy birlik uchun qabul qilinadi, chunki shu kesimda darzlar paydo bo'ladi, toliqish kuchlanishi ta'sirida (po'latlar materiallar uchun cho'zilish siqilishga nisbatan xavflidir).

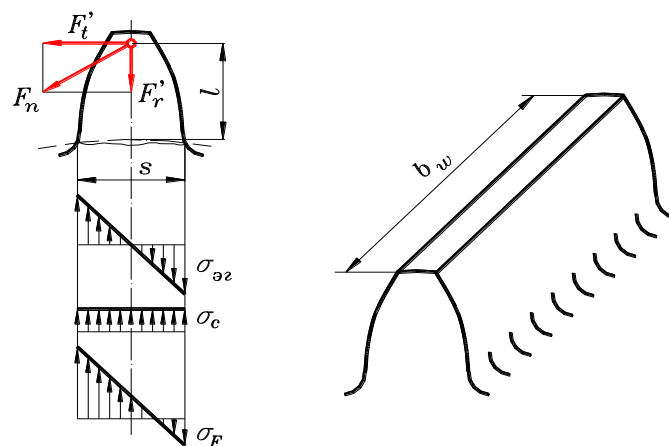
$$\sigma_F = \frac{F_t' l}{W} - \frac{F_r'}{A}, \quad (17.5)$$

bu yerda: W – tish asosi kesimining qarshilik momenti;

$$W = \frac{b_w s^2}{6}, \quad (17.6)$$

$$A = b_w s. \quad (17.7)$$

Ko'rsatilgan (17.5), (17.6) va (17.7) tenglamalarda l , b_w va s 17.2-rasmdan ma'lum, b_w – tishli g'ildiraklarning eni, odatda, bu o'lcham g'ildirakni kichikroq eniga tegishlidir.



17.2-rasm. A – tish asosining yuzasi.

Tishlarni kontakt kuchlanishlar bo'yicha hisoblash

Uzaro kesishgan ikki detalning yuzasi detalga nisbatan kichik bo'lsa, bunday yuzada kontakt kuchlanish hosil bo'ladi. Tishlarni kontaktga hisoblansa, g'ildirak enini hisobga olgan holda kontakt chiziqli bo'ladi, degan xulosaga kelish mumkin bo'ladi. Lekin materialning elastik holatini hisobga olsak yuklanish ta'sirida chiziqli kontakt sekin-asta katta bo'lmagan yuzani hosil qiladi va shu yuza kontakt kuchlanishlar taosirida ishlaydi. Kontakt kuchlanish nazariyasi "Elastiklik nazariyasi"da mukammal o'rganilib chiqiladi. Bu yerda kontakt kuchlanish nazariyasiga doir qisqacha ma'lumotlar keltiramiz.

Kontakt kuchlanish nazariyasiga nemis olimi Gers asos solgan. Uning nazariyasini Masalanda ko'rib chiqamiz, uning uchun o'qlari parallel bo'lgan ikkita silindr olib, yuklama beramiz, natijada dastlabki kuch qo'yilganga qadar chiziqli kontakt o'rniga eni kichik qiymatga ega bo'lgan yuza hosil bo'ladi (17.3-rasm). Maksimal kontakt kuchlanish simmetriya o'qining bo'ylama kontakt yuzasida bo'ladi.

Bu kuchlanishning qiymati quyidagi formula bilan aniqlanadi:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q(r_1 + r_2)}{r_1 r_2} \frac{2E_1 E_2}{2\pi[E_1(1 - \mu_1^2) + E_2(1 - \mu_2^2)]}}, \quad (17.8)$$

bu yerda: E_1 va E_2 – kontaktdagi detallarning bo'ylama elastik moduli (Yung moduli);

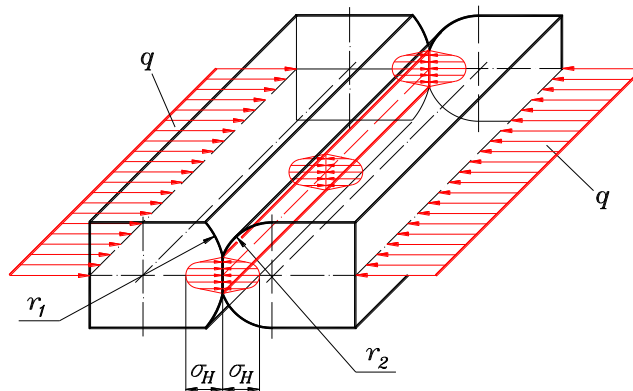
μ_1 va μ_2 – Puasson koeffitsiyenti (ko'ndalang deformatsiyaning bo'ylama deformatsiyaga nisbati);

r_1 va r_2 – kontaktdagi silindrlarning radiuslari;

(17.8) formulani soddalashtirish uchun kontaktdagi sirtlarga keltirilgan elastiklik moduli E_{kel} va keltirilgan radiusi E_{kel} belgisini kiritamiz:

$$E_{kel} = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}, \quad (17.9)$$

$$\frac{1}{\rho_{kel}} = \frac{1}{r_1} \pm \frac{1}{r_2}. \quad (17.10)$$



17.3-rasm.

Bundan tashqari, (17.8) formulani po‘latdan tayyorlangan tishli g‘ildiraklarga yaqinlashtiramiz, chunki yuqorida aytilganday umumiy mashinasozlikdagi yuqori darajali kuch ta’sirida ishlaydigan uzatmalar faqat po‘latdan tayyorlangan tishli g‘ildiraklar ishlatiladi. Po‘latlar uchun elastik moduli $E_{kel} = E_1 = E_2 = 2,1 \times 10^6 \text{ N/mm}^2$ (MPa). Po‘latlar uchun Puasson koeffitsiyenti $\chi_1 = \chi_2 = 0,3$. Bu qiymatlarni va (17.10) formulani e’tiborga olib (17.8) tenglamaga qo‘yib, ildiz ostidan chiqarilsa, quyidagiga ega bo‘lamiz:

$$\sigma_H = 190 \sqrt{\frac{q}{\rho_{kel}}}. \quad (17.11)$$

bu yerda: q – tish uzunligi bo‘yicha taqsimlangan yuklanish;

ρ_{kel} – kontaktdagi silindrlarning keltirilgan egrilik radiusi.

Bu tenglama radiuslari o‘zgaruvchan yoki o‘zgarmas bo‘lishidan qat’i nazar hamma silindrlar va silindr asoslari evolventa shaklida bo‘lgan, ya’ni tish sirtlari uchun o‘rinlidir. Bu holda, r_1 va r_2 – kontaktdagi nuqtada evolventlarning radiusi. (17.10) Tenglamadagi minus belgi ichki kontaktli sirtlar uchun mos keladi.

Tishli uzatma mustahkamligining loyihaviy hisobi

O‘qlararo masofani aniqlash

Uzatmaning eng kerakli asosiy o‘lchami – o‘qlararo masofa kontakt kuchlanish hisobi orqali aniqlanadi. Tishli uzatmalarning ish jarayonini tajriba asosida tekshirilganda shu narsa ma’lum bo‘ladiki, qutbga yaqin joylashgan zonada tishlarning sirtlari eng kam kontakt toliqishga ega bo‘ladi. Faqat shu joyda bir juftli ilashish sodir bo‘ladi. Shuning uchun, ilashish qutbidagi tutashgan tishlarning hisobi kontakt kuchlanish bo‘yicha bajariladi (17.4-rasm). Bu usulga ko‘ra, tish sirtlari ilashish qutbida radiuslari ρ_1 va ρ_2 bo‘lgan silindr deb qaralib, u yerdagi kontakt kuchlanish quyidagicha aniqlanadi (17.11)ga qaralsin:

Tishli uzatmalarda hisobiy yuklanish o'rniga kontakt chizig'i bo'yicha tarqalgan solishtirma yuklanishning maksimal qiymat q qabul qilinadi. q va ρ_{kel} uzatma parametrlari orqali belgilab, taqsimlangan (yoki solishtirma) kuchlanish q , normal kuch F_n , xisobiy yuklanish koefitsienti K_H va ilashma eni b_w ga bog'liqdir, ya'ni,

$$q = \frac{F_n K_H}{b_w}. \quad (17.12)$$

Normal kuch F_n tangensial kuch F_t va ilashish burchagi α_w bog'liqdir (17.6) formulaga qaralsin). Ilashish burchagi profil burchagiga taxminan teng deb olinadi, ya'ni kontakt kuchlanishga hisoblashda, hamma uzatmalar nolli deb olinishi mumkin. U holda

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha}. \quad (17.13)$$

Tangensial kuch F_t G'ildirakka qo'yilgan moment T va g'ildirakning boshlang'ich diametriga bog'liqdir (17.5 formulaga qaralsin). Boshlang'ich diametr bo'luvchi diametr ga taxminan teng degan holda, birinchi g'ildirakka qo'yilgan moment T_1 ga nisbatan tangensial kuchni aniqlaymiz:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1}. \quad (17.14)$$

(17.13) va (17.14) ni taqsimlangan yuklanish formulasiga qo'yib, quyidagini olamiz:

$$q = \frac{2T_1 K_H}{d_1 b_w \cos \alpha}. \quad (17.15)$$

Kontakt silindrlarning keltirilgan egrilik radiusini 17.4-rasmni hisobga olgan holda quyidagicha topiladi:

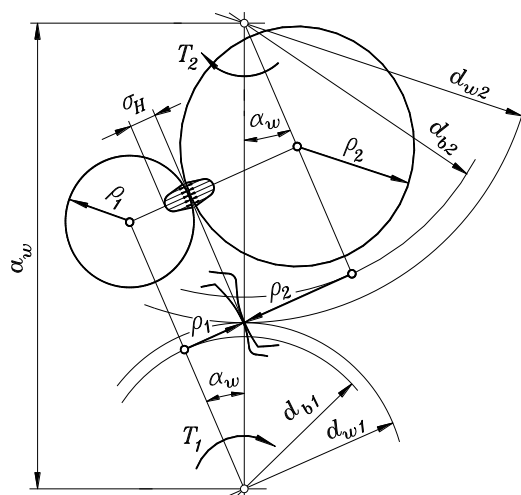
$$\frac{1}{\rho_{kel}} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \frac{2}{d_1 \sin \alpha} \pm \frac{2}{d_2 \sin \alpha}.$$

Aytish kerakki, tenglamadagi (–) ichki kontakt ilashmalarga taalluqlidir. Uzatishlar sonini hisobga olganda,

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1}; \quad (17.16)$$

soddalashtirishlar natijasida quyidagi tenglama hosil bo'ladi:

$$\frac{1}{\rho_{kel}} = \frac{2}{d_1 \sin \alpha} \left(\frac{u \pm 1}{u} \right) \quad (17.17)$$



17.4-rasm.

(17.15) va (17.17) larni kontakt kuchlanishlar formulasiga qo'yib,

$$\cos\alpha \sin\alpha = \frac{\sin 2\alpha}{2}$$

bilan almashtirilsa, quyidagi formula hosil bo'ladi:

$$\sigma_H = 190 \sqrt{\frac{8 T_1 K_H}{d_1^2 b_w \sin 2\alpha} \left(\frac{u \pm 1}{u} \right)}. \quad (17.18)$$

Bu formuladan o'qlararo masofa a_w ni keltirib chiqarish uchun quyidagi soddalashtirishlar o'tkaziladi:

1. $\alpha = 20^\circ$, u holda $\sin 2\alpha = 0,6428$.
2. Yuqorida aytilganga qaraganda hisobiy yuklanish koeffitsienti ikki koeffitsientning ko'paytmasiga teng, ya'ni tish uzunligi bo'yicha notekis yuklanish koeffitsienti $K_{H\alpha}$ va dinamik yuklanish koeffitsienti K_{Hv} . K_{Hv} – aylanma tezlikka bog'liqdir, lekin bu qiymat hozircha ma'lum emas, shuning uchun, bu koeffitsientni o'rtacha qiymatini olamiz

$$K_{Hv} = 1,15, \text{ u holda } K_H = 1,15 K_{Hv}.$$

3. T_1 ni T_2 bilan almashtiramiz:

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

4. d_1 ni o'qlararo masofa va uzatishlar soni orqali topamiz:

$$d_1 = \frac{2a_w}{u \pm 1}.$$

5. b_w ni o'qlararo masofaga nisbatan belgilovchi koeffitsient ψ_a orqali belgilaymiz;

$$b_w = \psi_a a_w.$$

6. O'lcham birliklarni T uchun Nmm bilan moslashtirilsa:

$$\sigma_H = 190 \sqrt{\frac{1,15 \cdot 8 \cdot 10^3 T_2 K_{H\beta} (u \pm 1)^3}{2^2 \cdot 0,6428 u^2 \psi_a a_w^3}}.$$

Oxirgi tenglamani a_w ga nisbatan yechish maqsadida σ_H ni $[\sigma_H]$ bilan almashtirib ikkinchi g'ildirak materialini hisobga olgan holda topamiz:

$$a_w = 490 (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{u^2 \psi_a [\sigma_H]^2}} \quad (\text{mm}). \quad (17.19)$$

Katta yoki teng belgi shuni kursatadiki, o'qlararo masofa loyihalalanayotgan uzatmalarda (17.19) formula yordamida aniqlangan qiymatdan kichik bo'lmasligi kerak, manfiy (–) ishora ichki ilashmalarga taalluqliligini ko'rsatadi. Keltirilgan to'g'ri tishli silindrsimon uzatmalarni loyihalash hisobi formulasi boshqa ko'rinishda bo'lishi ham mumkin, masalan, diametrlarni aniqlash formulasi. Lekin (17.19) da keltirilgan tenglama tishli g'ildiraklar standartlari GOST 21354-85 ga mos keladi.

G'ildiraklarni tayanchlarga nisbatan joylashishiga qarab, maxsus ma'lumotnormalardan $K_{H\beta}$ koefitsient tanladi, bunda tish sirtlarning qattiqligi va ilashma eni hisobga olinadi. Bu parametrlar birlashgan bo'lib, jadvallarda o'z aksini topishi mumkin

ψ_a koefitsient (17.19) formulada o'qlararo masofasi bo'yicha g'ildirak enini aniqlovchi koefitsient:

$$\psi_a = \frac{b_w}{a_w}. \quad (17.20)$$

Kontakt kuchlanish bo'yicha tekshiruv hisobi

Tishli uzatmaning tekshiruv hisobi uzatmaning loyiha va asosiy geometrik o'lchamlari aniqlangandan so'ng bajariladi. Bundan asosiy maqsad, haqiqiy aniqlangan kontakt kuchlanish qiymatini ruxsat etilgan qiymat bilan solishtirishdir. Bundan tashqari, tekshiruv hisoblashga ehtimol qilingan maksimal yuklamaning qiymatini aniqlash uchun mavjud uzatmalar tavsiya qilinadi. Tekshiruv hisobi formulasi (17.18) asosida, quyidagi almashtirish natijasida keltirib chiqariladi:

1. (17.5) formuladan:

$$T_1 = \frac{F_t d_1}{2}.$$

2. (17.7) formuladan:

$$d_1 = \frac{d_2}{u}.$$

3. $\sin 2\alpha = 0,6428$.

Qisqartirishdan keyin:

$$\sigma_H = 190 \sqrt{\frac{8 F_t K_H (u \pm 1)}{2 \cdot 0,6428 d_2 b_w}}.$$

$K_N = K_{H\beta} K_{Hv}$ ni hisobga olib, quyidagi ifodani olamiz:

$$\sigma_H = 436 \sqrt{\frac{F_t(u \pm 1)}{d_2 b_w}} K_{H\beta} K_{Hv} \leq [\sigma_H] \quad (17.25)$$

Uzatmaning aniqlik darajasi tish sirtining qattiqligi va aylanma tezlikka qarab, malumot manbaalaridan dinamik yuklanish ko'effitsiyenti tanlab olinadi. 17.3-jadvalda tish sirtining qattiqligi HRC 45 va undan ortiq bo'lgan uzatmalar uchun Masalan tariqasida ko'rsatilgan.

17.3-jadval

Dinamik yuklanish ko'effitsiyenti K_{Hv} ni tanlash			
Uzatma aniqlik darajasi	Aylanma tezlik, m/c		
	2	6	10
6	1,04	1,10	1,18
8	1,06	1,16	1,26

Eguvchi kuchlanish bo'yicha tekshiruv hisobi

Loyihalangan uzatma kontakt kuchlanish bo'yicha qoniqarli tekshirilgandan so'ng, eguvchi kuchlanish bo'yicha tekshiruv hisobiga tavsiya qilinishi mumkin. Bu formulani keltirib chiqarishda (17.9) ifodadan foydalaniladi:

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

bu yerda: W – tish asosining qarshilik momenti;

A – tish asosining yuzasi.

$$W = \frac{b_w s^2}{6},$$

$$A = b_w s.$$

l va s qiymatlar hisoblash uchun noqulay hisoblanadi, shuning uchun ularni modulga bog'liq bo'lgan o'lchovsiz ko'effitsientlar bilan almashtiriladi:

$$l' = \frac{l}{m}; \quad s' = \frac{s}{m}$$

F_t' va F_r' kuchlar (17.5) va (17.6) formuladan aniqlanadi:

$$F_t' = \frac{F_t \cos \alpha'}{\cos \alpha_w},$$

$$F_r' = \frac{F_t \sin \alpha'}{\cos \alpha_w}.$$

Boshlang'ich ifodalarga hisoblash ko'effitsientlarini kiritib, quyidagi tenglamani olamiz:

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F}{b_w m} \left[\frac{6 l' \cos \alpha'}{(s')^2 \cos \alpha'} - \frac{\sin \alpha'}{s' \cos \alpha_w} \right] K_T,$$

bu yerda: K_F – hisoblash yuklanish ko'effitsiyenti;

K_T – kuchlanishning to‘planishini hisobga oluvchi nazariy ko‘effitsient.
Tish shaklining ko‘effitsiyentini kiritib quyidagini yozishimiz mumkin:

$$Y_F = \left[\frac{6l' \cos \alpha'}{(s')^2 \cos \alpha'} - \frac{\sin \alpha'}{s' \cos \alpha_w} \right] K_T, \quad (17.26)$$

natijada tekshiruv hisoblash uchun quyidagi munosabat hosil bo‘ladi:

$$\sigma_F = Y_F \frac{F_t}{b_w m} K \leq [\sigma_F] \quad (17.27)$$

(17.26) formuladagi Y_F – o‘lchovsiz ko‘effitsient hisoblanib, uning qiymati hisoblanayotgan g‘ildirak tishlarining soni va siljitish ko‘effitsiyentining miqdoriga bog‘liq ravishda maxsus jadvallardan foydalaniladi. Normal holatda tayyorlangan tish shaklining ko‘effitsiyenti 17.4-jadvalda ko‘rsatilgan.

17.4-jadval

z	17	20	22	24	25	26	28	30	32	35
Y_F	4,27	4,07	3,98	3,92	3,9	3,88	3,81	3,8	3,78	3,75
Z	40	45	50	60	65	70	80	90	100	
Y_F	3,7	3,66	3,65	3,62	3,62	3,61	3,61	3,6	3,6	

Hisobiy yuklanish ko‘effitsiyenti:

$$K_F = K_{F\beta} K_{Fv}.$$

Yuklanish tish uzunligi bo‘yicha notekis taqsimlanishini hisobga oluvchi ko‘effitsient $K_{F\beta}$, $K_{H\beta}$ singari grafik yoki ma‘lumotnormalarda keltirilgan jadvallardan tanlab olinadi. Lekin, ko‘pincha ayrim xatoliklarni hisobga olib $K_{F\beta} = 1,15K_{H\beta}$ qabul qilinadi.

Qo‘shimcha dinamik yuklanishlarni hisobga oluvchi ko‘effitsient K_{Fv} , asosan, uzatmani aniqlik darajasi, tish sirtlarining qattiqligi va aylanma tezliklariga bog‘liqdir. 17.5-jadvalda tish sirtlarining qattiqligi HRC 45 va undan ortiq bo‘lgan uzatmalar uchun ko‘effitsient K_{Fv} qiymatlari ko‘rsatilgan.

17.5-jadval

Dinamik yuklanish ko‘effitsiyentini tanlash, K_{Fv}			
Uzatmaning aniqlik darajasi	Aylanma tezlik, m/c		
	2	6	10
6	1,04	1,11	1,17
8	1,06	1,16	1,26

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F0}}{S_F} K_{Fc} K_{Fl}, \quad (17.28)$$

bu yerda: σ_{F0} – eguvchi kuchlanishlar bo‘yicha chidamlilik:

$$\sigma_{F0} = 0,6\sigma_s. \quad (17.29)$$

bu formulada σ_s – legirlangan konstruksion po‘latlarning mustahkamligi $\sigma_s = (1000 \dots 1200)$ MPa.

S_F – xavfsizlik ko‘effitsiyenti, normallashtirilgan, yaxshilangan va toblangan

po'latlar uchun $s_F = 1,55$.

K_{Fc} – ikki yoqlama yuklanish ta'sirini ko'rsatuvchi koeffitsient. Planetar reduktorning satellit tishlari ikki yoqlama yuklanishga uchraydi, bunda $K_{Fc} = 0,7 \dots 0,8$. Bir tomonlama yuklanganda esa $K_{Fs} = 1$.

K_{F1} – ishlash muddatini bildiruvchi koeffitsient, uni aniqlash usuli K_{N1} ga o'xshash ikki holda bo'ladi.

(17.27) formula bo'yicha xisoblangan eguvchi kuchlanish σ_F qiymati ruxsat etilgan $[s_F]$ dan bir qancha kam bo'lishi mumkin, chunki ko'p uzatmalarning yuklanish qobiliyati eguvchi kontakt kuchlanish bilan emas, balki mustahkamlik bilan chegaralangan.

Nazorat savollari:

1. Tishli g'ildiraklar nima uchun yemiriladi?
2. Abraziv va toliqib yemirilishlarga Masalanlar keltiring.
3. Tishli gildiraklarda hosil buladigan kontakt kuchlanishlar nimalarga olib kelishi mumkin?
4. Tishli gildiraklardagi eguvchi kuchlanishlar nimalarga olib kelishlari mumkin?

18-ma'ruza. Qiya tishli silindrsimon va konussimon g'ildirakli uzatmalar

Reja:

1. Qiya tishli silindrsimon va konussimon g'ildiraklar, ularning geometrik o'lchamlari va ekvivalent to'g'ri tishli uzatma.
2. Qiya tishli va konussimon uzatmalarni eguvchi va kontakt kuchlanishlar bo'yicha mustahkamlikka hisoblash.

Tayanch iboralar va atamalar

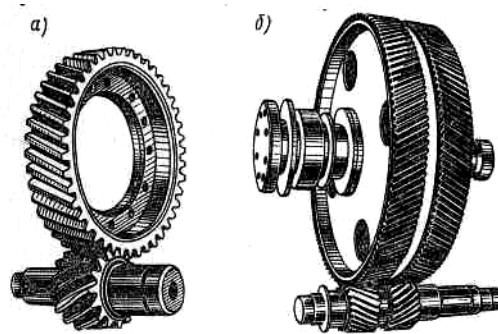
Qiya tishli uzatma; afzalliklari; geometriyasi, ishlash qobiliyati; mustahkamlikka hisoblash; kontakt va eguvchi kuchlanishlar.

Konussimon tishli uzatma; geometriyasi, kinematikasi; afzalliklari va kamchiliklari; ishlash qobiliyati; mustahkamlikka hisoblash, kontakt va eguvchi kuchlanishlar.

Ma'ruza matni

Qiya tishli silindrsimon uzatmalarning geometrik o'lchamlari, ta'sir etuvchi kuchlar va ekvivalent to'g'ri tishli uzatma

Qiya tishli g'ildiraklarda tish g'ildirak o'qi bilan ma'lum burchak β hosil qilgan holda joylashgan bo'lishi 18.1-rasmda ko'rsatilgan.



Qiya tishli g'ildiraklarni tayyorlashda to'g'ri tishli g'ildirak uchun ishlatilgan qirquvchi asbob qo'llaniladi. Shuning uchun qiya tishli g'ildirak shakli $n - n$ normal kesim bo'yicha to'g'ri tishli g'ildiraklar kabi bo'ladi. Bu kesim bo'yicha modul qiymati standartlashgan bo'lishi kerak. Uzatmaning geometrik o'lchamlarini aniqlashda yon kesimdan foydalaniladi:

– yon qadam:

$$p_t = \frac{p_n}{\cos \beta},$$

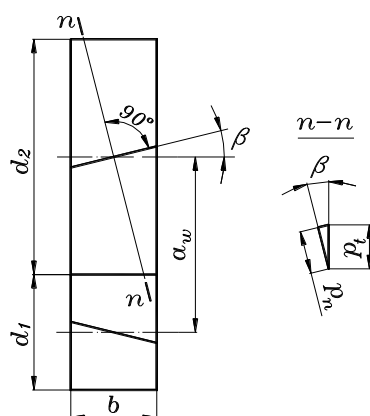
– yon modul:

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta},$$

– bo'luvchi diametr:

$$d = m_t z = \frac{m_n z}{\cos \beta}.$$

Bu formulalarda t va n indekslar yon va normal kesimga mos bo'lgan o'lchamlarni ifodalaydi. qiya tishli uzatmalarni hisoblash to'g'ri tishli uzatmalarni hisoblash kabidir. Hisoblash tenglamalarini keltirib chiqarishda



18.1-rasm.

qiya tishli uzatmani ekvivalent to'g'ri tishli uzatma bilan almashtiramiz, ya'ni qiya tishli uzatma o'rniga to'g'ri tishli uzatmani ko'rib, mustahkamligi esa unga ekvivalent deb hisoblaymiz. qiya tishli uzatmani ekvivalent to'g'ri tishli uzatmaga 18.2-rasmda ko'rsatilgan.

Boshlang'ich qiya tishli uzatmani bo'luvchi aylana diametrlar radiusi r_1 va r_2 kontaktdagi normal tishlarni $n - n$ tekisligida kesilsa, kesimda yarim o'qlari s va e teng bo'lgan ikkita ellips hosil bo'ladi:

$$c = r \text{ va } e = \frac{r}{\cos \beta}.$$

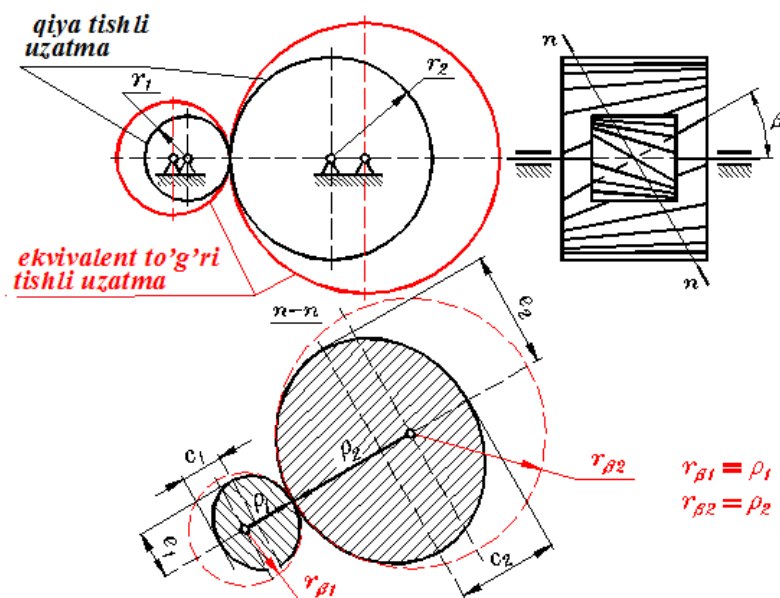
Elips geometriyasiga asosan, kichik o'qda to'g'ri tishlar ilashishda

bo‘lib, kichik o‘qini radiusi qo‘shimcha aniqlanadi:

$$\rho = \frac{e^2}{c}.$$

Ekvivalent to‘g‘ri tishli g‘ildirakning radiusi ham xuddi shu holda bo‘ladi (18.2-rasm):

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



18.2-rasm.

U holda, ekvivalent to‘g‘ri tishli g‘ildirak diametri:

$$d_\beta = \frac{d}{\cos^2 \beta}.$$

Bu g‘ildirakning tishlar soni:

$$z_\beta = \frac{d_\beta}{m_n} = \frac{d}{m_n \cos^2 \beta},$$

yon kesimdagi qiya tishli g‘ildirakning o‘lchamlarini hisobga olib va qisqartirishlar bajarilib quyidagi formulani olamiz:

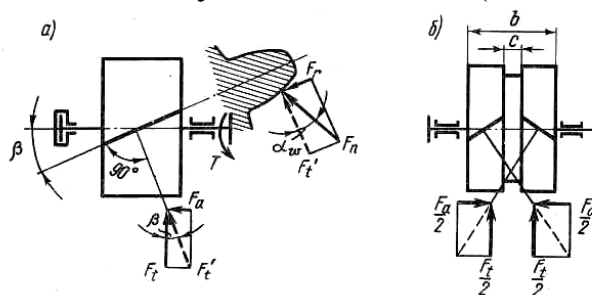
$$z_\beta = \frac{z}{\cos^3 \beta}.$$

Bu formuladan (va 18.2-rasmdan) ko‘rinib turibdiki, ekvivalent to‘g‘ri tishli uzatmaning parametrlari boshlang‘ich qiya tishlinikidan kattadir. Ma’lumki, qiyalik burchak β ning kattalashuvi ekvivalent o‘lchamlar d_β va z_β ni oshishiga olib keladi, bu esa qiya tishli g‘ildirakning yuklanishini oshiradi. Xulosa qilib aytganda, bir xil tavsifga ega bo‘lgan (uzatish quvvati va boshqalar) qiya tishli uzatma asosiy o‘lchamlari to‘g‘ri tishliga nisbatan kichik bo‘ladi. β burchak qanchalik katta bo‘lsa, yuklanish shunchalik katta bo‘ladi. Lekin qiyalik burchagining xaddan tashqari katta bo‘lishi, bo‘ylama

(o'q bo'ylab) kuchning oshishiga olib keladi. Bunday kuchni kamaytirish maqsadida, qiyalik burchak β ni tajriba asosida ko'rsatilgan tavsiyaga binoan $\beta = (8 \dots 20)$ deb qabul qilinadi.

Bundan tashqari, qiya tishli g'ildiraklarda tishlar ilashishga bir chetdan ikkinchi chetga tomon asta-sekin kirishadi. Natijada, uzatma shovqinsiz, tekis va ravon ishlaydi. Shuning uchun qiya tishli uzatmalar hozirgi vaqtda keng qo'llaniladi.

Qiya tishli uzatmada ta'sir yetuvchi kuchlar (18.3-rasm) ko'rsatilgan:



18.3-rasm.

$$F_t = \frac{2T}{d} - \text{aylana kuch};$$

$$F_r = F_t \frac{\tan \alpha}{\cos \beta} - \text{radial kuch};$$

$$F_a = F_t \tan \beta - \text{o'q bo'ylab yo'nalgan kuch}.$$

Qiya tishli uzatmalarni eguvchi va kontakt mustahkamlikka hisoblash

Ekvivalent to'g'ri tishli uzatmani hisoblaymiz. Buning uchun Gers formulasini asos qilib olamiz. Ma'lumki, bu tenglikda, uni tashkil etuvchi eng asosiy qiymatlar - solishtirma yuklanish kontaktdagi tishlar profilining egrilik radiuslari ishtirok etadi. qiya tishli va to'g'ri tishli g'ildirak parametrlarini solishtirib, quyidagilarni olamiz:

$$\left(\frac{q}{\rho_{kel}} \right)_{qiya} = \left(\frac{q}{\rho_{kel}} \right)_{to'g'ri} \frac{K_{Ha} \cos^2 \beta}{\epsilon_t},$$

bu yerda: K_{Nb} – bir vaqtda ilashmadagi juft tishlarda yuklanish taqsimlanishi notekisligini ko'rsatuvchi koeffitsient;

ϵ_t – yon kesim bo'yicha qoplash koeffitsiyenti.

K_{Na} koeffitsiyentining ahamiyati quyidagi mulohazalarda keltirilgan. Qiya tishli g'ildiraklarda ilashmada faqat bitta tish bo'ladi, deb qabul qilib bo'lmaydi, chunki, qiya tishli g'ildiraklarda yon qoplash koeffitsiyenti doimo birdan katta bo'ladi. Bu degan so'z, ilashishda bo'ladigan tishlar soni hamma vaqt bittadan ortiq bo'ladi, demakdir. Lekin ilashishda ishtirok etadigan juft kuchlar bir xil bo'lmaydi, yuklanishning tishlararo taqsimlanishi notekis bo'ladi, bunga asosiy sabab, tayyorlashdagi

notekisliklar, aylanishlar tezligi va tishlar orasidagi majburiy bo'shliqdir. Xuddi shunday notekisliklarni hisobga olish uchun formulaga $K_{H\alpha}$ kiritilmagan, bo'lib uning qiymati 1,03 dan 1,15 gacha oraliqda bo'ladi.

Yon qoplash koeffitsiyenti ε_t qiya tishli g'ildirak yon kesimiga nisbatan aniqlanadi.

Yuqoridagi formulani kuchlanish orqali ifodalab, quyidagini olamiz:

$$(\sigma_H)_{qiya} = (\sigma_H)_{to'g'ri} \sqrt{\frac{K_{H\alpha} \cos^2 \beta}{\varepsilon_t}}.$$

Qiya tishli uzatmaning kontakt kuchlanish bo'yicha mustahkamligi yuqori ekanligini ko'rsatuvchi koeffitsientni kiritib, quyidagiga ega bo'lamiz:

$$Z_{H\beta} = \sqrt{\frac{K_{H\alpha} \cos^2 \beta}{\varepsilon_t}}.$$

Loyihalash hisobida ildiz ostidagi parametrlar noaniq hisoblanadi. Shuning uchun $Z_{H\beta}$ qiymati taxminiy usulda belgilanadi. o'rta qiymat $\beta = 12^\circ$ ega bo'lganda, $K_{\beta t} = 1,5$ va $K_{H\alpha} = 1,1$ da $Z_{H\beta} = 0,85$ bo'ladi. (10.19) formula bo'yicha to'g'ri tishli uzatma sonli qiymatini $\sqrt[3]{0,85^2}$ ga ko'paytirib, qiya tishli uzatmaning kontakt kuchlanish bo'yicha loyihalash hisobi tenglamasini keltiramiz:

$$a_w = 430 (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{u^2 \psi_a [\sigma_H]^2}} \quad (\text{mm}).$$

To'g'ri tishli uzatmani tekshiruv hisoblash formulasiga $Z_{H\beta}$ koeffitsient ifodasini kiritib, qiya tishli uzatmaning kontakt kuchlanish bo'yicha tekshiruv hisobi ifodasiga ega bo'lamiz:

$$\sigma_H = 436 \sqrt{\frac{F_t (u \pm 1) \cos^2 \beta}{d_2 b_w \varepsilon_t} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv}} \leq [\sigma_H]$$

Uzatmani tekshiruv usulda eguvchi kuchlanish bo'yicha hisoblashda, albatta, qiya tishli uzatmani eguvchi kuchlanishdagi mustahkamligi yuqoriligini bildiruvchi koeffitsient kiritilishi lozim:

$$Z_{F\beta} = \frac{K_{Fa} Y_\beta}{\varepsilon_t}$$

bu yerda: K_{Fa} – bir vaqt oralig'ida ilashishdagi juft tishlarga tasir etuvchi yuklanish notekis taqsimlanishini bildiruvchi koeffitsient. Bu koeffitsientning qiymati kontakt kuchlanish bo'yicha hisoblashga qaraganda boshqachadir. Uning qiymati maxsus qo'llanmalarda keltirilgan ma'lumotlardan tanlab olinadi. Tavsiya etilgan qiymatlar: 1,07 - 1,4;
 Y_β – qiya tishli g'ildirakning eguvchi kuchlanish bo'yicha

mustahkamligi to'g'ri tishliga nisbatan yuqori

$$Y_{\beta} = 1 - \frac{\beta^{\circ}}{140},$$

(3.4) fomulani hisobga olib, qiya tishli uzatma uchun eguvchi kuchlanish bo'yicha tekshiruv hisobi ifodasini keltirib chiqaramiz:

$$\sigma_F = Y_F Y_{\beta} \frac{F_t}{b_w m_n \varepsilon_t} K_F K_{F\alpha} \leq [\sigma_F].$$

Ekvivalent g'ildirak tishlari soniga qarab Y_F koeffitsient tanlab olinadi.

Konussimon uzatmalar, ularning geometrik o'lchamlari va ekvivalent silindrsimon uzatma

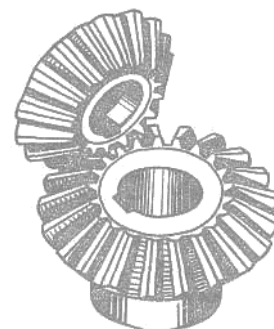
Konussimon tishli uzatma vallarning geometrik o'qlari ixtiyoriy ravishda kesishgan holatda foydalaniladi. Ko'pincha, vallaning orasidagi burchak to'g'ri bo'lgan hollarda ishlatiladi, ya'ni bu hyol to'g'ri tishli uzatmaga mos keladi. Konussimon g'ildiraklarni tayyorlash silindr g'ildiraklarga nisbatan birmuncha murakkab bo'lib, tishlar qirqish uchun maxsus asbob va dastgohlardan foydalaniladi. Konussimon g'ildiraklarni talab etilgan aniqlik bilan yig'ish ham qiyin. Val o'qini o'zaro kesishuvi ularning tayanchlarini joylashtirishni qiyinlashtiradi, natijada g'ildiraklarning biri osma (faqat bir tomondan tayanchga o'rnatiladi) holda bo'ladi. Bu hol uzatmaning ilashishda tishlarga ta'sir etuvchi yuklanishlarning notekis taqsimlanishiga, dinamik kuchlarni hyosil qilishiga sabab bo'ladi. Konussimon uzatmalarda val o'qi bo'ylab yo'nalgan kuch qiymati katta bo'lib, tayanchlarni tuzilishini murakkablashtiradi. Bu hollarning hammasi konussimon uzatmaning yuklanish qobiliyati silindrsimonga nisbatan 0,85 qiymatni tashkil etishiga sabab bo'ladi, yuqorida keltirilgan kamchiliklar hisobiga 15 foiz kamayib ketadi.

Boshlang'ich konussimon uzatmada bo'luvchi konuslik burchaklari δ_1 va δ_2 bo'lganda tutashgan bo'ladi (18.4-rasm). Konuslarni tashkil etuvchisi bo'luvchi konus tashkil etuvchilariga tik bo'lsa, bunday xollarda ular qo'shimcha konuslar deyiladi. Qo'shimcha konusdagi tish kesimini tishning yon kesimi deyiladi.

G'ildirak tishlari uch yon kesimga bo'linadi: ichki, tashqi va o'rta. 18.4-rasmida ko'rsatilgandek tishlarning o'lchami (shu bilan birga modul ham) konus oralig'iga nisbatan mutanosib o'zgaradi. Tashqi yon kesimni moduli standartga moslashtirilgan holda olinadi.

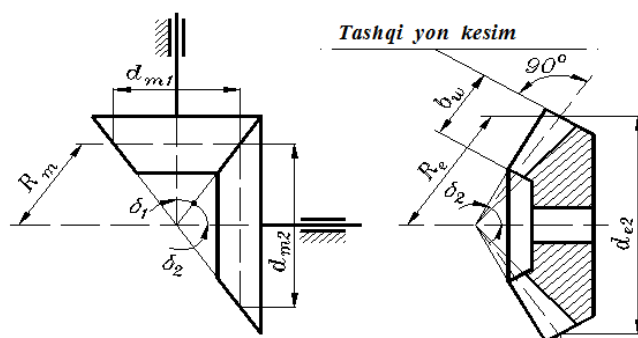
Mustahkamlikka hisoblashda o'rta yon kesim asosiy hisoblanadi. O'rta yon kesimga mos kelgan o'lchamlar indeks m bilan belgilanadi (18.4-rasm):

- d_{m1} va d_{m2} – o'rta yon kesimga mos kelgan bo'luvchi aylana diametrlari;
- m_m – o'rta yon kesim moduli;



– R_m – oʻrtacha konuslar oraligʻi (masofa).

Konussimon tishli uzatmalarning uzatishlar soni silindrsimon uzatmalar kabi, diametrlar nisbati yoki tishlar sonini nisbati orqali aniqlanadi. Tishlar soni uchun diametrlar, konuslar oraligʻi, konuslar burchaklarini δ_1 va δ_2 orqali belgilab, quyidagi ifodani olamiz:



18.4-rasm.

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1} = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1$$

Agarda vallarning oʻqlari tik burchak ostida yaʼni $\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$ va $\sin \delta_1 = \cos \delta_2$ boʻlsa,, u holda

$$u = \operatorname{tg} \delta_2 / \operatorname{ctg} \delta_1.$$

Tashqi konuslar oraligʻi (4.1-rasm):

$$R_e = \frac{0,5 d_{e2}}{\sin \delta_2} = \frac{0,5 d_{e2}}{\cos \delta_1}$$

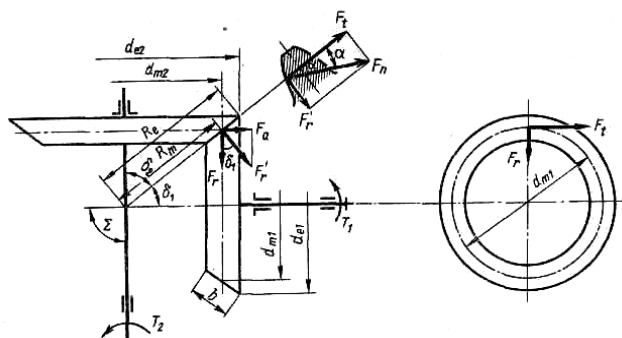
$$\text{Lekin } \cos \delta_1 = \frac{1}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \delta_1 + 1}} \text{ va } \operatorname{tg} \delta_1 = \frac{1}{\operatorname{tg} \delta_2}.$$

Keyin

$$R_e = \frac{0,5 d_{e2} \sqrt{u^2 + 1}}{u}. \quad (4.1)$$

Gʻldirak tishiga normal yoʻnalishda F_n taʼsir qilyapti 18.5-rasm.

Bu kuch tashkil etuvchilarga, ajratilsa biri aylana kuch F_t - ni, ikkinchisi F_r va F_a – ning umumiy taʼsir etuvchisi F_r' - ni hosil qiladi



18.5-rasm.

$F_t = 2T_1 / d_{m1}$ - aylana kuch;

$F_n = F_t / \cos \alpha$ - normal kuch;

$F_r' = F_t \cdot \tan \alpha$;

$F_r = F_r' \cos \delta_1 = F_t \tan \alpha \cos \delta_1$ - radial kuch;

$F_a = F_r' \sin \delta_1 = F_t \tan \alpha \sin \delta_1$ - o'q bo'ylab yo'nalgan kuch

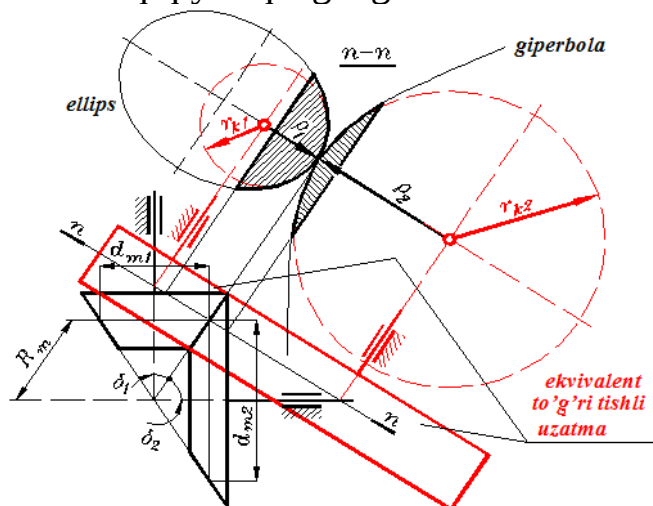
Konussimon uzatmani mustahkamlikka hisoblash to'g'ri tishli silindrsimon uzatma singari bajariladi. Hisobiy tenglamani keltirib chiqarish uchun konussimon uzatmani ekvivalent silindrsimon bilan almashtiramiz, ya'ni konussimon tishli uzatma o'rniga ekvivalent mustahkamlikka ega bo'lgan to'g'ri tishli uzatma olinadi. Konussimon uzatmani ekvivalent silindrsimonga keltirish 18.6-rasmda ko'rsatilgan.

Qo'shimcha konusning o'rtacha yon kesimiga urinma holda bo'lgan konussimon uzatmani $n - n$ tekisligida kesilsa, konusning parametrlariga qarab bu yerda quyidagicha konussimon kesmalar paydo bo'ladi. Ellips, parabola yoki giperbola taxmin qilamiz, 18.6-rasmda ko'rsatilishicha, bu elips yoki giperbola bo'lsin, ularda to'g'ri tishlar bor (m_m modulga teng). Ular yordamida ilashma hosil qilinadi; ular tutashgan nuqtadagi egrilik radiuslari quyidagicha topiladi.

Ellips uchun – katta o'qdagi egrilik radiusi:

$$\rho_1 = \frac{d_{1m}}{2 \cos \delta_1}.$$

Giperbola uchun – haqiqiy o'qdagi egrilik radiusi:



18.6-rasm.

$$\rho_2 = \frac{d_{2m}}{2 \cos \delta_2}.$$

Ekvivalent silindrsimon g'ildiraklar uchun ham shunday bo'ladi. Diametrlarni aniqlash formulasi:

$$d_{K1} = \frac{d_{m1}}{\cos \delta_1}; \quad d_{K2} = \frac{d_{m2}}{\cos \delta_2}$$

Ekvivalent silindrsimon g'ildiraklar uchun:

$$z_{K1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}; \quad z_{K2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2}.$$

Bu g'ildiraklarning eni konussimon g'ildirak tishlari uzunligiga teng va moduli esa o'rta yon kesimiga mos keladi. Konussimon g'ildirak tishining ilashish moduliga tengligi kelib chiqadi. Shunday qilib belgilab quyidagi

$$u_K = \frac{z_{K2}}{z_{K1}} = \frac{z_2 \cos \delta_1}{z_1 \cos \delta_2}.$$

$$\frac{\cos \delta_1}{\cos \delta_2} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1} = u.$$

Xulosa qilish mumkin: ekvivalent silindrsimon uzatmaning uzatishlar soni dastlabki konussimon uzatmaning uzatishlar soni kvadratiga teng.

Konussimon g'ildirakli uzatmalarni eguvchi va kontakt mustahkamlikka hisoblash

Gers formulasidagi tishga tasir qiluvchi solishtirma yuklanish va kontaktdagi tishlarning egrilik radiusi ekvivalent to'g'ri tishli g'ildirak diametri orqali topiladi. Shuning uchun bu parametrlar o'zgarmas hisoblanadi, lekin tanlab olingan konussimon uzatmani hisoblash uchun ko'rsatiladiki har xil yon kesimda tishlar egrilik radiusi o'zgarib turadi. Bu o'zgarish konuslar oralig'iga nisbatan mutanosiblik holda bo'ladi, ya'ni masofa kamaysa – kamayadi, ko'paysa – ko'payadi. Solishtirma yuklanish q ham bu oraliqqa nisbatan shunday holda bo'ladi. Shunday qilib $\square_{kel}$ nisbat ham konuslar oralig'iga mutanosib bo'ladi. Bu holda tishlar kesimining o'zgarishidan qat'iy nazar yuqorida keltirilgan nisbatni qiymati o'zgarmay qoladi. Bunday tushuncha kontakt mustahkamlik bo'yicha hisoblashda ekvivalent silindrsimon uzatmalarni ishlatish mumkinligini bildiradi. Yuqorida eslatganimizdek, Gers formulasi konussimon uzatmalarni loyiha asosida hisoblashda asos bo'lib, zarur bo'lgan parametrlar shundan keltirib chiqariladi. Shuni hisobga olish kerakki, konussimon uzatmalar uchun eng asosiy o'lcham katta g'ildirak tashqi kesimi yon tomonining bo'luvchi diametridir. Tashqi konus yasovchisining uzunligini R_e , yuklanish esa burovchi moment T_2 bilan belgilanadi.

Qiymatlarni o'rniga qo'yib va soddalashtirishlar kiritib, konussimon uzatmalarning kontakt kuchlanish bo'yicha mustahkamlikka hisoblashning loyiha ifodasini keltirib chiqaramiz:

$$d_{e2} = 1000 \sqrt[3]{\frac{T_2 u K_{H\beta}}{\gamma_H [\sigma_H]^2 (1 - K_{be}) K_{be}}} \quad (\text{mm}), \quad (18.2)$$

bu yerda: K_H – konussimon uzatma yuklanish qobiliyatini kamayishini hisobgi oluvchi koeffitsient, $K_H = 0,85$ yuqorida keltirilgan ma'lumotga qaralsin.

K_{be} – tashqi konus masofaga nisbatan g'ildirak tish enini belgilovchi koeffitsient:

$$K_{be} = \frac{b_w}{R_e} \quad (18.3)$$

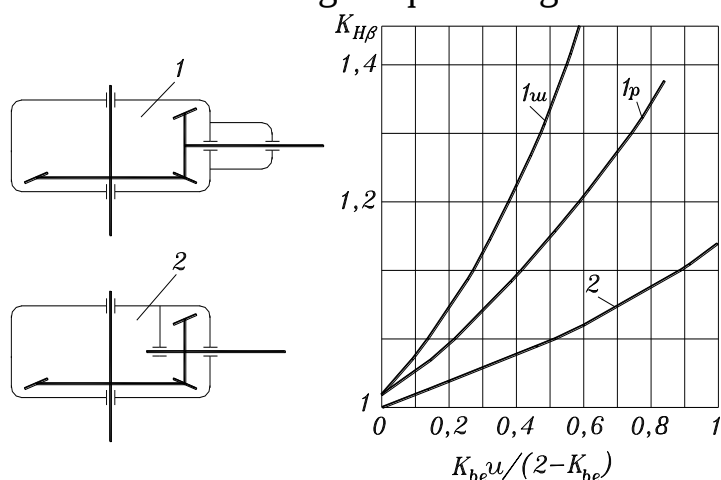
Bu koeffitsientni tavsiya etilgan qiymatlarini 0,2 - 0,3 oraliqda bo'lib, kichik qiymat $HB > 350$ yoki $v > 15$ m/s bo'lganda qabul qilinadi.

$K_{H\beta}$ – tish uzunligi bo'yicha yuklanish koeffitsiyenti; tish sirtlarining qattiqligi $HB > 350$ bo'lgan uzatmalar uchun bu koeffitsientning qiymatlari 4.3-rasmdagi grafikdan aniqlanadi; bu grafikdagi egri chiziqlarning raqamlari grafikning chap tomonida keltirilgan sxemalarga taalluqlidir, 1sh – vallar tayanchlariga zo'ldirli, 1r – rolikli podshipniklar o'rnatilganini bildiradi.

d_{e2} aniqlangandan keyin konuslik masofa R_e (18.1) va tishli gardishining eni (tish uzunligi) b_w avval qabul qilingan g'ildirak enining koeffitsiyenti K_{be} (18.7) ga asoson aniqlanadi. Modul qiymati quyidagi empirik formuladan aniqlanadi:

$$m_e = \frac{b_w}{10} \quad (18.4)$$

va o'ziga yaqin kattaroq standart miqdorga yaxlitlanadi. Shundan so'ng uzatma geometrik o'lchamlarining aniqlashtirilgan hisobi bajariladi



18.7-rasm.

Po'latdan tayyorlangan, ilashish burchagi $\alpha = 20^\circ$ bo'lgan evolventa profilli tishli g'ildiraklarning kontakt kuchlanishlar bo'yicha mustahkamligini tekshirish formulasi silindrik uzatmalardagi formula kabidir. Ayrim parametrlarga tuzatish kiritilgan holda quyidagicha bo'ladi:

$$\sigma_H = 436 \sqrt{\frac{F_t \sqrt{u^2 + 1}}{\gamma d_{m2} b_w}} K_{H\beta} K_{Hv} \leq [\sigma_H]. \quad (18.5)$$

Eguvchi kuchlanishlar bo'yicha tekshirish hisobi qo'yidagi munosabat yordamida olib boriladi:

$$\sigma_F = Y_F \frac{F_t}{\gamma b_w m_m} K_{F\beta} K_{Fv} \leq [\sigma_F] \quad (18.6)$$

K_{Fv} jadvaldan olinadi, $K_{F\beta}$ ni esa $K_{F\beta} = 1 + 1,5(K_{fv} - 1)$ [6] dan hisoblab topiladi.

Tish shaklining koeffitsiyenti Y_F ni ekvivalent g'ildirak tishlari soni uchun jadvaldan olinadi.

Nazorat savollari:

1. Qiya tishli uzatmalar qanday sharoitlarda qo'llaniladi?
2. Qiya tishli uzatmalardagi yon va normal modul nima?
3. Qiya tishli g'ildiraklarning geometriyalari qaysi modul yordamida aniqlanadi? Konussimon tishli uzatmalar qaysi holatlarda ishlatiladi?
4. Konussimon tishli g'ildiraklarning tishlari qanday ochilgan bo'lishi mumkin?
5. Konussimon tishli g'ildiraklarda konus uchidagi burchak nimani anglatadi?
6. Konussimon tishli uzatmaning yuklanishi nima uchun silindrik tishli uzatmalarga qaraganda kamroq?

19-ma'ruza. Chervyakli uzatmalar

Reja:

1. Chervyakli uzatmalar. Chervyakli uzatmaning kinematikasi va geometrik o'lchamlari.
2. Chervyakli uzatmada ishqalanish. Uzatmani o'z-o'zidan to'xtalishi.
3. Chervyak va chervyak g'ildiragini yasash uchun ishlatiladigan materiallar
4. Chervyakli uzatmalarni moylash va uzatmani sovutish usullari
5. Chervyakli uzatmalarni ishlatilish sohalari. Chervyakli uzatmalarning afzalliklari, kamchiliklari.
6. Chervyakli uzatmada hosil bo'ladigan kuchlar
7. Chervyakli uzatmalarni kontakt va eguvchi kuchlanishlari bo'yicha hisoblash.

Tayanch iboralar va atamalar

Chervyakli uzatma, chervyak, g'ildirak, kinematikasi; afzalliklari va kamchiliklari, ishlash qobiliyati mustahkamlikka hisoblash, kontakt va

eguvchi kuchlanish.

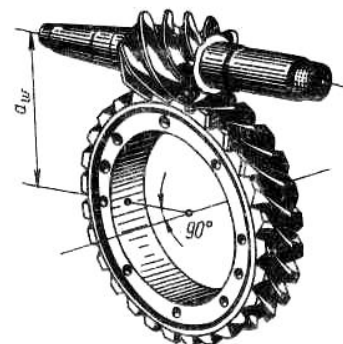
Ma'ruza matni

Chervyakli uzatmalar

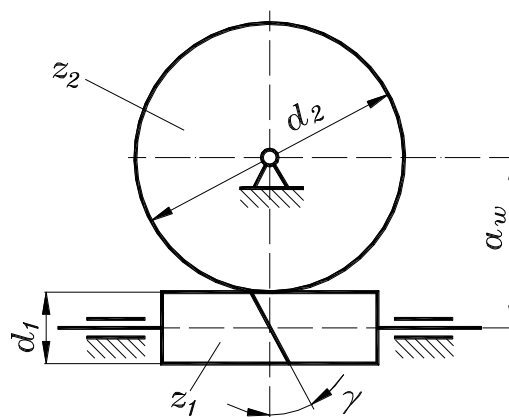
Chervyakli uzatma bu yuqori darajali kinematik juft bo'lib, chervyak va chervyakli g'ildiraklardan tuzilgan, o'qlari esa o'zaro ayqash holatda joylashgan. Ayqashlik burchagi amalda 90° ga teng.

Chervyakli uzatmaning geometrik o'lchamlari

Chervyakli uzatmalar globoidli [6] va silindrsimon (ya'ni chervyak silindrsimon) bo'lishi mumkin (19.1-rasm).



Chervyak tuzilishi trapetsional rezbali vintga o'xshaydi va silindrik (arximed), konvolyuta, evolventa yoki globoid shaklida bo'lishi mumkin. Masalan tariqasida, hozirgi texnikada ko'proq ishlatiladigan arximed chervyakdan tuzilgan chervyakli uzatmani o'rganib chiqamiz. Agar chervyak o'z o'qiga tik tekislik bilan kesilganda hosil bo'lgan iz trapetsiyaga o'xshash, ya'ni yon tomondan qaralganda, o'ramlar arximed o'ramiga o'xshaydigan bo'lsa, arximed chervyak deyiladi. Bunday chervyakning profil burchagi α q 20° ga (19.2-rasm) teng bo'ladi.



19.1-rasm.

Bunday uzatmalarning chervyak g'ildiragi chervyakli freza (qirquvchi asbob) yordamida mexanik ishlov berib tayyorlanadi. Bunda chervyakli freza chervyakning nusxasi bo'lib, qirqish xususiyatiga ega bo'lgan, chetki qirralaridan iborat va tashqi diametri asosiy chervyaknikidan kattaroq bo'ladi. Chervyakning geometrik o'lchamlari 19.1-rasm va 19.2-rasmda kursatilgan. Chervyakni kirimlar soni z_1 standart bo'yicha z_1 q 1; 2; 4 ga teng.

Umuman olganda, bir kirimli chervyaklar ko'p ishlatiladi, ikki yoki to'rt kirimli chervyaklar uzatishlar soni kam bo'lganda ishlatish tavsiya etiladi.

Profil burchagi – $\alpha=20^\circ$

O'q' moduli- $m = p/\pi$;

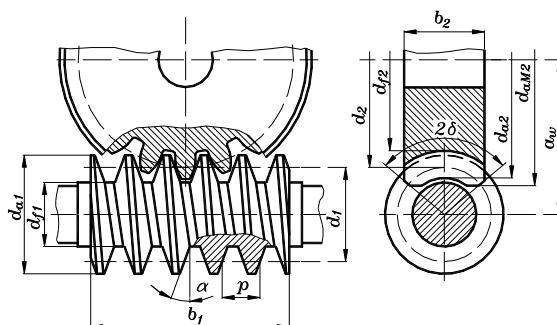
Chervyakning bo'luvchi diametri modul va chervyak nisbiy diametri q (chervyakning diametr koeffitsiyenti) ga bog'liqdir:

$$d_1 = qm \quad (19.1)$$

m va q qiymatlar standartlashgan bo'lib, quyidagi holatlarni ko'rish mumkin:

m, mm	2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5
Q	8; 10; 12,5; 16; 20

Chervyak uchun: $d_{a1} = d_1 + 2m; d_{f1} = d_1 - 2,4m$ (19.2)



19.2-rasm.

Chervyakning tashqi va tubidagi diametri (19.2-rasm) chervyak o'ramining uzunligi b_1 bir vaqtda kontaktda bo'ladigan g'ildirak tishlarining eng ko'p sonini belgilab berishga imkon beradi. Dastlabki uzatmalar uchun quyidagi tenglik tavsiya etiladi:

$$b_1 \geq (11 + 0,06 z_2) m \quad (19.3)$$

Bo'luvchi diametr bo'yicha vintli chiziqni ko'tarilish burchagi:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{\pi m z_1}{\pi d_1} = \frac{m z_1}{d_1} = \frac{z_1}{q} \quad (19.4)$$

G'ildirakning geometrik o'lchamlari (5.2 -rasm) dastlabki uzatmada:

$$d_2 = z_2 m; d_{a2} = d_2 + 2m; d_{f2} = d_2 - 2,4m; a_w = 0,5(q + z_2)m \quad (19.5)$$

Odatda $z_2 \geq 28$ bo'lishi kerak. Quvvat uzatadigan uzatmalar uchun chervyak bilan g'ildirak orasidagi qamrov burchagi $2\delta \approx 100^\circ$ bo'lishi kerak. Bir kirimli uzatma uchun g'ildirak eni $b_2 \leq 0,75d_{a1}$. G'ildirakni maksimal diametri $d_{aM2} \leq d_{a2} + 2m$.

Yuklanish tartibida chervyak yetaklovchi bo'g'in hisoblanib uzatishlar nisbati quyidagicha aniqlanadi:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \quad (19.6)$$

bu yerda: n_1 va n_2 – chervyak va g'ildiraklarning aylanish chastotasi.

Ko'p hollarda $z_1 = 1$ bo'lgani uchun, uzatmada katta miqdorga teng bo'lgan uzatishlar nisbatini olish mumkin. Umuman $u = 20 \div 60$ uzatma ko'p ishlatiladi.

Chervyakli uzatmada ishqalanish. O‘z-o‘zidan to‘xtalishi

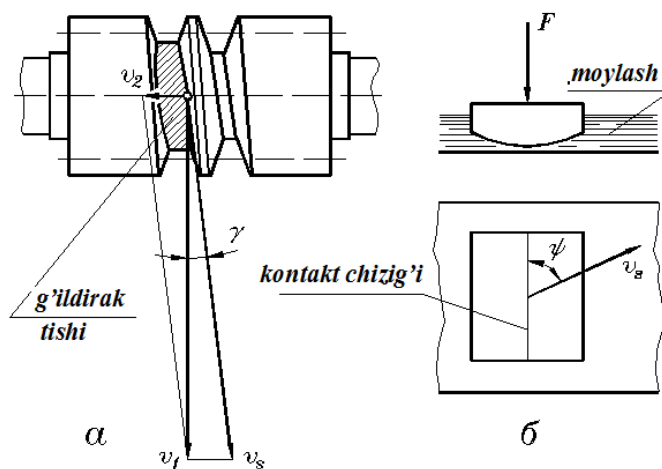
Chervyakli uzatmalarda harakat chervyak o‘ramlarining chervyakli g‘ildirak bo‘yicha vintli juftdek sirpanish natijasida amalga oshadi, («vint-gayka» uzatma singari). Lekin «vint-gayka» uzatmadagi eng quyi kinematik juftlar ishtirokida bo‘lsa, chervyakli uzatmada esa eng yuqori kinematik juft orqali amalga oshiriladi, chunki g‘ildirak tishlari chervyak tarmoqlari bilan kontakt chiziqda yuz beradi. 19.3-a rasmda g‘ildirak tishining ko‘ndalang kesimi chervyakning bo‘luvchi silindr tekisligiga urinma holda o‘tgani ko‘rsatilgan, bunda sirpanish tezligi chervyakning vint chizig‘iga urinma ravishda yo‘nalgan bo‘ladi:

$$v_s = \sqrt{v_1^2 + v_2^2} = \frac{v_1}{\cos \gamma} \quad (19.7)$$

bu yerda: v_1 va v_2 – chervyak va g‘ildirakning bo‘luvchi diametrlari bo‘yicha aylanma tezliklari ular quyidagi formulalar orqali hisoblanadi:

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60}; v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60}$$

γ – chervyak vint chizig‘ini ko‘tarilish burchagi $\operatorname{tg} \gamma = \frac{v_2}{v_1}$.



19.3-rasm.

Yuqoridagi formuladan va 19.3-rasmdan ko‘rinib turibdiki, v_1 va v_2 aylanma tezliklar silindrsimon va konussimon uzatmalardan farqli ravishda mos kelmaydi. Chervyakning aylanma tezligi chervyak g‘ildiragini aylanma tezligidan anchagina katta, shuning uchun, chervyakli uzatmalarda sirpanish tezlik katta qiymatlarga ega bo‘lib, ishqalanishni tezlashtiradi, yeyilishni jadallashtiradi, sirlarni yulinib chiqishiga va natijada foydali ish ko‘effitsiyentining kamayib ketishiga sabab bo‘ladi.

Sirlarning yulinishi kontakt chizig‘iga nisbatan sirpanish tezlik noqulay yo‘nalishiga bog‘liq. Bu ikki jismning bir-biriga nisbatan moylangan jarayonda harakati 19.3-rasmda ko‘rsatilgan. Jismlarning moylanish

nazariyasidan ma'lumki, suyuqlikda ishqalanishida hosil qilish uchun sirpanish tezlik yo'nalishi kontakt chizig'iga tik bo'lishi (ya'ni $\chi = 90^\circ$) imkonini yaratib berish lozim. Bu holda suyuqlik harakatlanayotgan jism ichiga tortilib, u yerda moy qatlami hosil bo'ladi, natijada quruq ishqalanish suyuq ishqalanish bilan almashadi. Aks holda sirpanish tezlik kontakt chizig'i bo'yicha yo'nalgan holda $\chi = 0$ kontakt zonada moy qatlami yuzaga kelmay, quruq yarim quruq ishqalanish hukm suradi. χ burchak qanchalik kam bo'lsa, suyuqlik ishqalanish hosil bo'lishi shunchali qiyinlashadi. Chervyakli uzatmada tishlarning sirpanishi shunday darajadagi, qutb zonasiga yaqin holatda sirpanish tezligini yo'nalishi bilan moslashib qoladi. Bu hollarda moylash jarayonini hosil qilish qiyinlasha boradi. Katta yuklanish bilan ishlash vaqtida bu zonada sirtlarning yulinib chiqish hollari bo'ladi, metall zarrachalari tish sirtlariga birlashib, so'ng ulardan ajralib chiqa boshlaydi.

Yulinib chiqishning oldini olish uchun yuklanish qiymatlari chegaralanadi, chervyak va g'ildirak uchun antifriksion materiallar ishlatiladi. Chervyakli uzatma ilashishi natijasida ishqalanishga sarflangan miqdor FIK bilan aniqlanadi. Bunda chervyak yetaklovchi, chervyak g'ildiragi yetaklanuvchi bo'lganda, FIK quyidagicha topiladi:

$$\eta_{12} = \frac{tg\gamma}{tg(\gamma + \varphi)}, \quad (19.8)$$

bu yerda: φ – ishqalanish burchagi.

(5.8) formuladan ko'rinib turibdiki, chervyak o'ramining ko'tarilish burchagi qanchalik katta bo'lsa, FIK qiymati shunchalik oshadi (q ning kamayishi (19.3-rasm) yoki chervyak kirimlar soni oshirish bilan) va ishqalanish koefitsiyenti yoki ishqalanish burchagi kamayadi. Chervyak g'ildiragi yetaklovchi bo'lsa, ya'ni harakat g'ildirak 2 dan chervyak 1 ga uzatilsa, harakat yo'nalishi o'zgarishi hisobiga quyidagi ifodani olamiz:

$$\eta_{21} = \frac{tg(\gamma - \varphi)}{tg\gamma} \quad (19.9)$$

Agar vintli chiziqning ko'tarilish burchagi kichik yoki ishqalanish burchagiga teng bo'lsa, ($\gamma \leq \varphi$), u holda $\eta_{21} \leq 0$ bo'ladi. Bu degan so'z, harakatni teskari yo'nalishda, ya'ni g'ildirakdan chervyak uzatib berish mumkin bo'lmay qoladi. Uzatma o'z-o'zidan to'xtab qoladi, bu uning ishonchliligidan darak beradi. O'z-o'zini ishonchli to'xtatish uchun $\gamma \leq 0,5\varphi$ bo'lishi kerak. Chervyakli uzatmada o'z-o'zini to'xtatish xususiyatini yuk ko'tarish mexanizmlari va boshqa zarur bo'lgan joylarda ko'rish mumkin.

Nazariy tomondan (19.8) formulaga asosan FIK qiymati o'z-o'zini to'xtatish chervyakli uzatmalarda doim 0,5 dan kichik bo'lishi kerak, lekin

bu amaliyotda juda kichik sirpanish tezlikda uchratish mumkin, chunki tezlik oshishi bilan ishqalanish koeffitsiyenti va ishqalanish burchagi kamayib ketadi, natijada oʻz-oʻzini toʻxtatish uzatmalarda FIK qiymati 0,5 dan oshib ketadi. Tajribaga asoslangan holda, 19.1-jadvalda sirpanish tezligiga nisbatan qoniqarli moylanish jarayonidagi ishqalanish koeffitsiyenti va burchagi qiymatlari keltirilgan (chervyak – poʻlatdan, gʻildirak – bronza qotishmasidan).

19.1-jadval

$V_s, \text{m/s}$	F	φ
0,1	$0,08 \div 0,09$	$4^0 34' \div 5^0 09'$
1	$0,045 \div 0,055$	$2^0 35' \div 3^0 09'$
4	$0,023 \div 0,03$	$1^0 26' \div 1^0 43'$
15	$0,014 \div 0,02$	$0^0 48' \div 1^0 09'$

Bir kirimli chervyak uchun quyidagi FIK tavsiya etiladi: $\eta = 0,7 \div 0,75$.

Chervyakli uzatmani moylash va sovitish

Mexanizmlarda ish jarayonida mexanik energiyaning bir qismi issiqlik energiyasiga aylanib, uzatmani qizitadi, agar issiqlikni tashqariga uzatish yetarli boʻlmasa, u holda uzatma qizib ishdan chiqadi. Shunday hol yuz bermasligi uchun issiqlik muvozanati kerak, yaʼni uzatmadan ajralib chiqayotgan issiqlik va muhitga uzatiladigan issiqlik miqdori bir xil boʻlishi kerak. Agar ajralib chiqayotgan issiqlik miqdori katta boʻlsa, u holda tabiiy usulda issiqlikni uzatish yetarli boʻlmay, sunʼiy yoʻl bilan issiqlik tashqi muhitga uzatiladi va sovitiladi.

Sovitish uchun quyidagi sunʼiy yoʻllardan foydalaniladi:

1. Ventilyator yordamida uzatma korpusi havo bilan sovitiladi. Issiqlikni tashqariga uzatib berish, asosan, reduktor korpuslari orqali bajariladi. Agar yuzalar issiqlikni toʻla uzatib bera olmasa, u holda reduktor qovurgʻalar bilan taʼminlanishi lozim.
2. Reduktor korpuslarini suv bilan sovitish uchun maxsus quvurlar joylashtiriladi.
3. Yogʻni aylantiruvchi va sovituvchi nasoslar oʻrnatiladi.

Tabiiy usulda sovitish yoki yuqoridagi 1 va 2 usullarni qoʻllashda uzatmani moylash, asosan, gʻildirakni yoki chervyakni moyli vannaga qisman choʻktirish orqali bajariladi.

Choʻktirish chuqurligi gʻildirak tishlarining yoki chervyak oʻramlar balandligidan oshib ketmasligi kerak, bu hol tez harakatlanadigan uzatmalar uchun taalluqli, sekin yurar uzatmalar uchun esa gʻildirak radiusini 3 dan bir qismi yogʻga choʻktirilishi lozim. Sirkulyasiyalashtirish usulida moylash nasos yordamida kontakt sirtlarga yetkazib beriladi, soʻng vannaga tushirib sovitiladi. Uzatmaning aylanma tezligiga qarab va yuklanish qobiliyatiga qarab moy turi tanlanadi [6], [11].

Chervyakli uzatmalar yasaladigan materiallar

Uzatma sirpanish tezligining qiymati nisbatan kattaligi sababli chervyak va uning g'ildiragi uchun ishlatiladigan materiallar antifriksion xususiyatga, chidamlilikka ega va yemirilishga moyilligi kam bo'lishi kerak. Odatda, zamonaviy uzatmalarda chervyak uglerodli yoki legirlangan po'latlardan tayyorlanib, uning vintli o'ramlariga termik ishlov berilib, qattiqligi yuqori bo'lishi, sirtlari esa silliqqlanishi kerak. Chervyak uchun ishlatiladigan po'latlarning ayrim mexanik xususiyatlari 19.2-jadvalda ko'rsatilgan.

19.2-jadval

Po'lat turlari	Mustahkamlik chegarasi σ_v , MPa	Oquvchanlik chegarasi σ_T , MPa
Po'lat 45	700	400
Po'lat 40XNMA	1100	900

Chervyakli g'ildirak uchun, asosan, bronza, kamroq cho'yan va latun ishlatiladi. Eng yaxshi antifriksion xususiyatga ega bo'lgani qalayli bronza hisoblanadi, uning mexanik xususiyati: BrOTSS 6-6-3 uchun mustahkamlik chegarasi $\sigma_v = 370$ MPa, oquvchanlik chegarasi $\sigma_T = 290$ MPa ga teng.

Chervyakli uzatmani ishlatish sohasi

Chervyakli uzatmalarni ishlatish sohasini belgilash bilan bir qatorda, uning afzallik va kamchiliklarini ham bilish zarur.

Afzalliklari.

1. Uzatishlar sonini nisbatan kattaligi.
2. Shovqinsiz va ravon ishlaydi.
3. Kinematik aniqlikka ega. Silindrsimon yoki konussimon tishli uzatmalarga nisbatan chervyakli uzatmaning yuqori darajada kinematik aniqlikka ega bo'lishini quyidagi omillar bilan bog'lash mumkin: Chervyak tish qadami xato 0 ga teng yoki minimal qiymatga ega. Masalan, agarda uni tishli g'ildirak deb faraz qilsak, bir kirimli chervyak tishli g'ildirakning tishlar soni birga teng demakdir.
4. O'z-o'zini to'xtatish imkoniyati bor.

Kamchiliklari.

1. FIK kam.
2. Eyilishning yuqoriligi va yemirilishga moyilligi.
3. G'ildirak uchun qimmatbaho materiallar ishlatiladi.
4. G'ildirak bilan chervyakni yig'ish uchun qo'yilgan yuqori talablar-chervyak bilan g'ildirak tekisliklari mos kelishi lozim.

Chervyakli uzatma qimmat va tishli uzatmalarga nisbatan murakkabdir, shuning uchun, uni zarur bo'lgan holda, vellar o'qi ayqash joylashgan vaqtda, katta uzatishlar soni kerak bo'lgan mexanizmlarda yuqori kinematik aniqlik zarur bo'lganda va o'z-o'zini to'xtatish lozim bo'lganda ishlatiladi. Bularga bo'luvchi moslamalar mexanizmlarni aylantirish, to'xtatish

vositalari, yuk ko'tarish mexanizm va boshqalar kiradi. Shuning uchun chervyakli uzatmalar dastgohlarda, avtomobilsozlikda, yuk ko'tarish mexanizmlari va boshqalarda o'z o'mini topgan.

Chervyakli uzatmaning FIK kamligi, yulinib ishlashiga yondoshligi sababli kam yoki o'rta quvvatli siklli almashinib ishlaydigan sohalarda chegaralangan. Umuman olganda, uzatib berish quvvati $50 \div 60$ kVt dan oshmaydi. Katta quvvatlarda va to'xtovsiz uzoq vaqt ishlaganda ishqalanish natijasida qizib ketishi chervyakli uzatmalardan foydalanishni cheklab qo'yadi.

Chervyakli uzatmada hosil bo'ladigan kuchlar

Chervyakdagi aylana kuch F_{t1} g'ildirakdagi o'q bo'ylab yunalgan kuchga F_{a2} teng

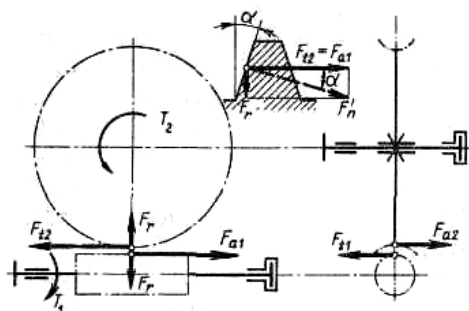
$$F_{t1} = F_{a2} = 2T_1 / d_1;$$

G'ildirakdagi aylana kuch F_{t2} chervyakdagi o'q bo'ylab yo'nalgan kuchga F_{a1} teng

$$F_{t2} = F_{a1} = 2T_2 / d_2;$$

$F_r = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha$ - uzatmadagi radial kuch;

Chervyak va g'ildirakdagi burovchi momentlar o'zaro quyidagicha bog'langan $T_2 = T_1 u \eta$



19.4-rasm.

Chervyakli uzatmalarni kontakt kuchlanish bo'yicha hisoblash

Chervyakli uzatmalarda sirpanish tezligining kattaligi yeyilishni tezlashtirishga olib keladi, bunga asosiy sabab kontakt kuchlanishdir, shuning uchun, kontakt kuchlanish bo'yicha hisoblash chervyakni uzatmalarda asosiy hisoblanadi. Buning asosiy manbai tishli uzatmalarni kontakt kuchlanishga hisoblash formulasi bo'ladi:

$$\sigma_H = 190 \sqrt{\frac{q}{\rho_{\text{ket}}}}.$$

Lekin, shuni hisobga olish kerakki, bu formula faqatgina po'latdan tayyorlangan tishli g'ildiraklarga mos keladi. Chunki, Gers formulasidagi keltirilgan elastik modul ildiz ostidan chiqarilgan bo'lib, sonli koeffitsient vazifasini bajaradi. Chunki chervyakli g'ildirak bronza yoki cho'yandan

tayyorlangan bo'lgani uchun elastik modul E_{kel} boshqa qiymatga ega bo'ladi, uni ildiz ostiga kirgizish zarur. Undan tashqari tishga ta'sir qilayotgan solishtirma kuchlanishni chervyak diametri koeffitsientdan ajratish maqsadida q_{CH} belgisi bilan ifodalaymiz. U holda dastlabki formula quyidagi ko'rinishda bo'ladi:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{q_{\text{q}} E_{\text{ket}}}{\rho_{\text{ket}}}} \quad (19.10)$$

Bu formulani silindrik uzatmalarga taqqoslab, soddalashtirish kiritsak, o'rtacha qiymatga ega bo'lgan geometrik, kinematik parametrlarni va yuklanish koeffitsiyentini hisobga olib, loyihalash xisobiga moslashtirgan holda quyidagi ifodani olish mumkin:

$$a_w = 0,625 \left(\frac{q}{z_2} + 1 \right) \sqrt[3]{\frac{E_{\text{ket}} T_2}{[\sigma_H]^2 \left(\frac{q}{z_2} \right)}} \quad (\text{mm}), \quad (19.11)$$

bunda: q/z_2 – chervyak diametri koeffitsiyentining chervyak g'ildirakgini tishlar soniga nisbati. Quvvatli uzatmalar uchun: $q/z_2 = 0,22 \div 0,4$;
 E_{kel} – chervyak va g'ildiraklarning keltirilgan elastiklik moduli:

$$E_{\text{kee}} = \frac{2 E_1 E_2}{E_1 + E_2}$$

po'lat uchun elastiklik moduli $E_1 = 2,1 \cdot 10^5$ MPa;

bronza yoki cho'yan uchun elastiklik moduli $E_2 = 0,9 \cdot 10^5$ MPa;

T_2 – chervyak g'ildirakni burovchi momenti, Nm;

$[\sigma_H]$ – ruxsat etilgan kontakt kuchlanish. G'ildirak materiali uchun; bronza qotishmasi: $[\sigma_H] = (0,85 \div 0,9) \sigma_v$.

Kontakt kuchlanish bo'yicha tekshiruv hisobi formulasi:

$$\sigma_H = 1,8 \sqrt{\frac{E_{np} T_2 K_H \cos^2 \gamma}{d_1 d_2^2 \delta \varepsilon_\alpha \xi \cos 2\alpha}} \leq [\sigma_H] \quad (19.12)$$

bu yerda: $K_H = K_v K_\beta$; K_v – dinamik kuchlanish koeffitsiyenti; ravon ishlagani uchun dinamik yuklanish katta emas, $v_2 > 3$ m/c bo'lsa, $K_v = 1 \div 1,2$ bo'ladi.

K_β – to'plangan yuklanish koeffitsiyenti chervyakli juftlarning materiali yaxshi ishlanadigan bo'lganda, kontakt chizig'i bo'yicha yuklanishni notekis taqsimlanishini kamaytiradi: $K_\beta = 1 \div 1,2$;

γ – chervyak o'ramining ko'tarilish burchagi;

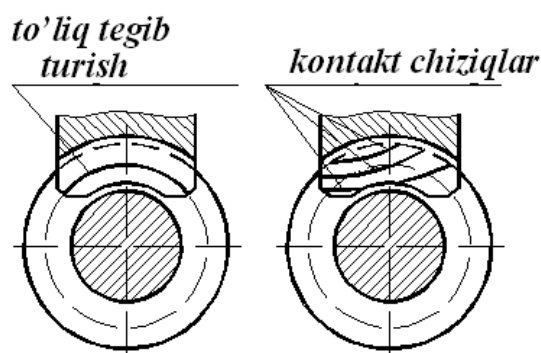
d_1 va d_2 – chervyak va chervyak g'ildiragining bo'luvchi diametrlari;

δ – g'ildirak va chervyakning yarim qamrov burchagi;

α – profil burchagi; $\alpha = 20^\circ$;

ε_α – o‘q bo‘yicha olingan qamrash koefitsiyenti, chervyak g‘ildiragining o‘rtacha tekisligiga mos kelgan holda dastlabki normal uzatma uchun $\alpha = 20^\circ$,

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{0,03 z_2^2 + z_2 + 1} - 0,17 z_2 + 2,9}{2,95},$$



19.5-rasm.

bu yerda: $\xi = 0,75$ – g‘ildirak tish sirtining chervyak o‘rami sirtiga to‘liq tegib turmasligi natijasida kontakt chizig‘i uzunligi kichrayishini hisobga oluvchi koefitsient (19.5-rasm). Bunda to‘liq tegib turish 2δ ga teng bo‘lishi kerak edi (tishlar qoplanishi).

Chervyak g‘ildiragining eguvchi kuchlanish bo‘yicha tekshiruv hisobi qiya tishli uzatma singari tuzilishlarini va xususiyatlarini hisobga olgan holda bajariladi.

$$\sigma_F = Y_F Y_\beta \frac{F_t}{b_w m_n \varepsilon_t} K_F K_{F\alpha} \leq [\sigma_F]$$

Nazorat savollari:

1. Nima uchun chervyak gildiragi maxsus antifrik-sion qotishmalardan ishlanadi?
2. Nima uchun chervyak gildiragi bronza, kulrang chuyan va latundan ham yasaladi?
3. Chervyakli uzatmani sovutish zarurati nimadi?
4. Chervyakli uzatmalardagi yemirilish sabablari nimadi?
5. Chervyakli uzatmalarda nima uchun faqat chervyak gildiragi kontakt kuchlanishlar bo‘yicha hisoblanadi?
6. Chervyakli uzatmadagi kontakt kuchlanishlarni kamaytirish uchun nimalar qilinishi kerak?

20-ma’ruza. Vallar va o‘qlar

Reja:

1. Val va uqlar buyicha umumiy ma’lumotlar

2. Vallarni hisoblash asoslari. Vallarni mustahkamlikga loyiha hisobi.
3. Vallarni mustahkamlikga hisoblashning aniqlashtirilgan usuli.

Tayanch iboralar va atamalar

Val, o'q, to'g'ri, tirsakli, eguvchan vellar, eguvchi va burovchi kuchlanishlar; mustahkamlikka hisoblash; taxminiy, taxmini (tekshiruv), aniqlashtirilgan hisoblar.

Ma'ruza matni

Vallar va o'qlar. Umumiy ma'lumotlar

Val aylanadigan detallar: tishli g'ildiraklar, shkiplar, barabanlar va boshqa turdagi detallarni o'rnatish uchun o'zaro burovchi moment uzatib berish uchun xizmat qiladi.

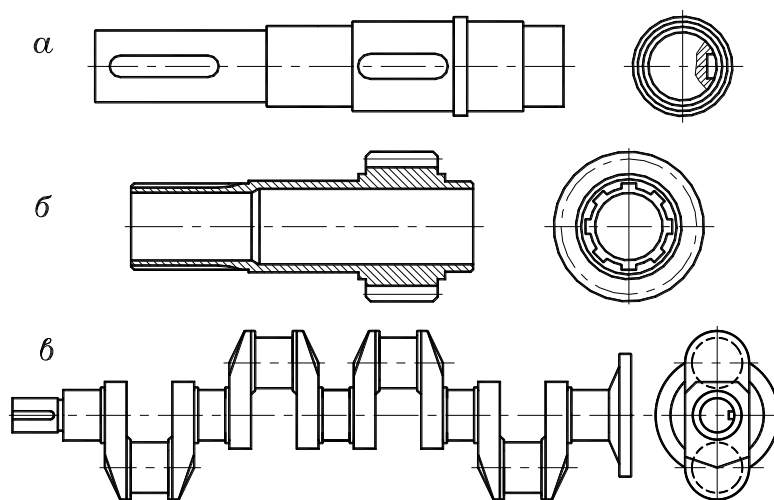
O'q aylanuvchi detallarni joylashtirish uchun xizmat qiladi, lekin burovchi moment uzatib bermaydi.

Val har doim aylanadi, o'q esa aylanadigan yoki aylanmaydigan qo'zgalmas bo'lishi mumkin.

Vallar to'g'ri, tirsakli va egiluvchan bo'ladi. Eng ko'p ishlatiladigan to'g'ri vallardir. Ular, asosan, silliq va pog'onali bo'ladi. 20.1, a-rasm da to'g'ri pog'onali val ko'rsatilgan, undagi

Shponka yordamida detallarni joylashtirish va mahkamlash uchun xizmat qiladi. 20.1, b-rasmda samolyot reduktorining val-shesternyasi ko'rsatilgan. Val yengil bo'lishi uchun kovak qilib tayyorlangan. Valning oxiri shlitsali bo'lib, muftani biriktirish uchun xizmat qiladi.

Tirsakli vellar porshenli mashinalarda (dvigatel, kompressorlar va xokazo) qo'llaniladi. Dizel M-17 ning tirsakli vali 20.1, v-rasmda ko'rsatilgan. Bu valga detallarni mahkamlash chap tomondagi shponka va o'ng tomondagi flanets yordamida amalga oshiriladi.



20.1-rasm.

Egiluvchan vellar aylanma harakatini buralgan holatda, (masalan,

stomatologiya kovlash mashinasida, avtomobillarda) aylana harakatni uzatish quticha validan tezlikni o'lchash moslamasiga uzatib beradi.

Tirsakli va egiluvchan vallar maxsus detallar turkumiga kirgani uchun bu fanda o'rganilmaydi.

Val va o'qlar konstruksion po'latlardan tayyorlangan bo'lib, zaruriyat tug'ilgan paytda sirtlar qattikligini oshirish uchun termik ishlov o'tqaziladi.

Vallarni hisoblash

Vallar mustahkamlikka, bikrlikka va titrashga chidamlikka hisoblanadi. Vallarni mustahkamlikka hisoblash plastik deformatsiya hosil bo'lishining va vaqtdan oldin sinib ketishining oldini olish uchun bajariladi. Ma'lumki, bunday hollar vallar o'ta yuklanish bilan harakatda bo'lganida sodir bo'ladi. Bunga asosiy sabab, tasodifiy omillar va ishga tushirish davri hisoblanadi. Bikrlikka hisoblashdan maqsad, yuklanish ta'sirida elastik deformatsiyani aniqlash va ruxsat etilgan qiymat bilan solishtirishdan iborat. Titrashga chidamlilikka hisoblashdan maqsad, vallarning davriy yuklanish natijasida tebranishga bardoshlilikini aniqlash. Vallarning bikrlikka va tebranishga hisobi bu yerda ko'rsatilmagan, chunki ular maxsus hollarga kiradi (metallga ishlov beruvchi dastgohlarni shpindellari, uzun transmission vallar va xokazo).

Vallarni mustahkamlikka hisoblashda quyidagi bosqichlar e'tiborga olingan:

- valning tuzilishini yaratishdan oldin loyiha hisoblash asosida val diametri taxminiy aniqlanadi;
- val tuzilishini yaratish;
- valning xavfli kesimidagi kuchlanish tekshirish uchun aniqlanadi;
- zaruriyatda val tuzilishiga aniqlik kiritiladi.

Loyihalash xisobini ko'ramiz. Valning taxminiy diametrini hisoblash uchun, burovchi moment va uning materialini bilish etarli. Bunda ruxsat etilgan kuchlanish qiymati kamaytirilgan qiymatda olinadi. To'g'ri tekis vallar uchun val diametri quyidagi formula bilan topiladi:

$$\tau = \frac{T}{W_p} \text{ (MPa)}, \quad (20.1)$$

bunda: T – val uzatayotgan burovchi moment.

W_R – val kesimining qutbiy (polyar) qarshilik momenti:

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16}, \quad (20.2)$$

(20.2) ni (20.1) ga qo'yib, val diametriga nisbatan yechamiz. Shuni hisobga olish kerakki, bunda burovchi moment Nm da berilgan, val diametri esa mm da, shuning uchun, o'lcham birliklarni moslashtirib olish zarur. Bundan tashqari, τ o'rniga val materiali ruxsat etilgan urinma

kuchlanishning qiymatini $[\tau]$ qo'ysak, quyidagi tenglik kelib chiqadi. (Bunda $\pi/16 = 0,2$):

$$d = \sqrt[3]{\frac{1000T}{0,2[\tau]}} \text{ (mm)}. \quad (20.3)$$

Buralish bo'yicha ruxsat etilgan kuchlanish:

$[\tau] = (20 \div 30)$ MPa – transmission vallar uchun;

$[\tau] = (12 \div 15)$ MPa – reduktor vallari, tezlik qutichalari va shunga o'xshash vallar uchun.

Transmission vallar – oddiy sekinyurar uzun yoki mashina yuritmasining kam yuklangan vallari hamda mashinalarning bir- biri bilan bog'laydigan vallardir. Qishloq xo'jaligida ko'p ishlatiladi (Masalan uchun traktordan harakat oluvchi mashina yuritmalari: Aviatsiya sanoatida ishlatiladigan ichi kovak vallar diametri):

$$d = \sqrt[3]{\frac{1000T}{0,2(1-\beta^4)[\tau]}}, \quad (20.4)$$

bunda β – val ichki diametrining tashqi diametriga nisbati; odatda, $\beta = (0,6 \div 0,8)$.

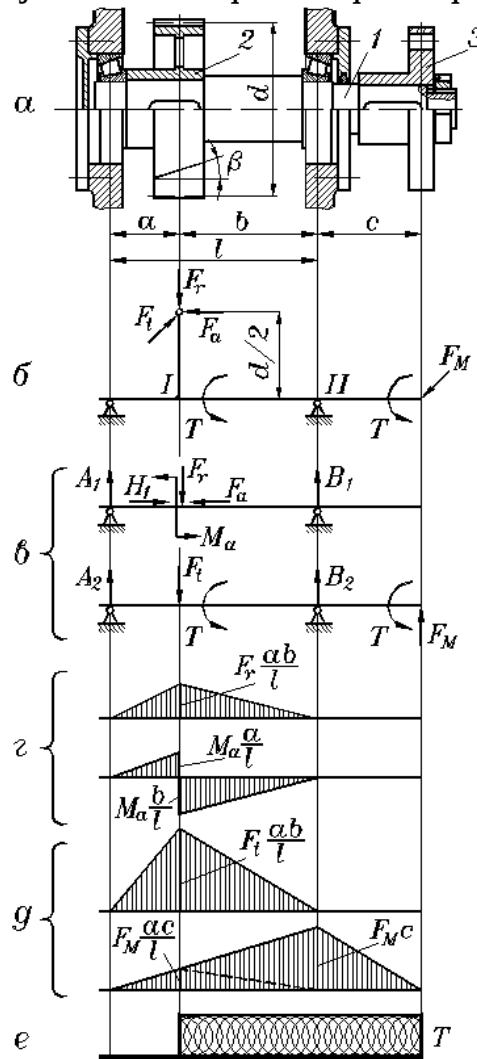
Loyihalash hisobidan so'ng valning tuzilmasi yaratiladi, buning uchun hisobiy diametr, valga joylashtirilgan detal o'lchamlari va ular orasidagi masofadan foydalaniladi. Ko'p hollarda vallar pog'onali qilib tayyorlanadi, holbuki shunday ekan, pog'onali vallarni loyihalashda to'planib qoladigan kuchlanishlarni tarqatib yuborish uchun pog'onali sirtlarning o'tish yerlari radiusli yoki faska qilib tuzilishi lozim.

Vallarni tekshirish hisobi

Vallarni hisoblashning bu usuli materiallar qarshiligi fanida o'tilgan ma'lumotlarga asoslangan bo'lib, valning haqiqiy tuzilmasi va ishlash sharoitini hisobiy shakl bilan almashtirish ko'zda tutilgan. Bu holda yuklanishlar, tayanchlar va valning ko'rinishi shakllantirilgan holga keltiriladi.

20.3-rasmda bu o'zgarishlar va hisoblash uchun zarur bo'lgan kuchlanishlar manzarasi ko'rsatilgan. Val 1 (20.3,a-rasm) ikkita konussimon podshipnikda aylanadi va harakatni qiya tishli silindrsimon tishli g'ildirak 2 dan mufta 3 ga uzatib beradi. Burovchi va eguvchi momentlar bilan yuklangan. Bunda muftaning yarim pallasi o'qdosh joylashgan valni biriktirish uchun xizmat qiladi. 20.3,b-rasm da bu tuzilmaning hisobiy shakli keltirilgan. Val 2 tayanchli ko'ndalang kesimi do'ng balka singari tasvirlangan, uning shu kesimdagi o'lchami g'ildirakning bo'luvchi aylana radiusiga ($d/2$) ga teng bo'lib, shu g'ildirak o'qi bo'ylab joylashgan valning podshipniklari sharnirli qo'zg'almas tayanchlar bilan almashtirilgan, amaliyotda esa, dumalash podshipniklari (rolikli konussimon ham) halqa va dumalash jismining

elastik deformatsiyasini juda kam miqdorda qabul qiladi.



20.3-rasm

Ilashmaning g'ildirak gupchagi podshipnik va muftani yarim pallasiga taqsimlangan haqiqiy yuklanish umumlashtirilgan kuchlar bilan, ilashmadagi yuklanish esa ilashish qutubidagi kuchlar bilan almashtiriladi.

F_t – aylanma kuch, F_r – radial kuch va F_a – bo'ylama kuch. Burovchi moment T muftani yarim pallasiga ta'sir qiladi. Vallarni muqarrar o'qdoshligi bo'lmay qolganda, undan hosil bo'lgan kuch mufta orqali valning ko'ndalang kuchi F_M ga aylanadi.

20.3,v-rasmda ko'ndalang do'ng chetiga ta'sir qilgan kuchlar F_t , F_r va F_a val o'qiga keltirilgan (balka) bo'lib, vertikal va gorizontalliklar- da ayrim-ayrim ko'rsatilgan.

Radial F_r kuchni ko'chirish hech qanday o'zgartirish kiritmaydi. Bo'ylama F_a kuchni ko'chirish esa vertikal ko'chirishda momentni $M_a = 0,5F_a d$ hosil qiladi. Aylanma F_t kuchni ko'chirish gorizontallikda $T = 0,5F_t d$ moment hosil bo'lishiga sabab bo'ladi.

Kuch va momentlar ta'siridan tayanchlardagi reaksiyalarni aniqlaymiz.

Bo'ylama F_a kuch chap tomondagi podshipnikda bo'ylama N_1 reaksiyalarni keltiradi.

Egiluvchan momentlarning manzarasini qurish va kesish usuli bo'yicha momentlar qiymatini aniqlash uchun har bir kuch va momentdan hosil bo'lgan tayanch radial reaksiyalarning tashkil etuvchilarini aniqlash lozim.

Oldin vertikal tekislikni ko'rib chiqamiz. Vertikal tekislik chap tomondagi tayanch A_1 reaksiyasining (20.3,v-rasm) tashkil etuvchilari: A_{11} radial F_r kuchdan, A_{12} esa moment M_a ta'siridan hosil bo'lgan reaksiyalarning yig'indisidan iborat:

$$A_1 = A_{11} + A_{12}$$

Tashkil etuvchilarni A_{11} ning statika shartiga ko'ra topamiz: V nuqtaga nisbatan momentlar yig'indisi 0 ga teng, odatda, soat ko'rsatkichi yo'nalishiga teskari bo'lsa, moment musbat, soat ko'rsatkichi bo'yicha bo'lsa – manfiy hisoblanadi (faqat F_r kuchni hisobga olgan holda):

$$\sum M_B = F_r b - A_{11} l = 0$$

Bundan:

$$A_{11} = F_r \frac{b}{l}$$

Radial kuchdan hosil bo'lgan moment epyuralarining maksimal qiymatini (20.3-g rasm) elka a ning A_{11} reaksiyaga ta'siridan topiladi:

$$M_r = A_{11} a = F_r \frac{ab}{l}$$

Tashkil etuvchi A_{12} ham statikaning shunday shartiga ko'ra, faqat vertikal tekislikdagi M_a ni hisobga olgan holda topiladi:

$$\sum M_B = M_a - A_{12} l = 0$$

bundan: $A_{12} = \frac{M_a}{l}$

Moment M_a (20.3,g-rasm) ta'sirida hosil bo'lgan epyuralarning maksimal musbat qiymati elka a ning A_{12} reaksiyaga ta'siridan topiladi:

$$M_a^{myc} = M_a \frac{a}{l}$$

Moment M_a (20.3,g-rasm) ta'sirida hosil bo'lgan epyuralarning maksimal manfiy qiymati elka a ning V_{12} reaksiyaga ta'siridan topiladi:

$$M_a^{man} = M_a \frac{b}{l}$$

Gorizontal tekislikning chap tomonidagi tayanchi A_2 reaksiyasi aylanma kuch F_r dan tashkil topgan A_{21} va ko'ndalang kuch F_M dan tashkil topgan A_{22} kuchlar yig'indisidan iborat:

$$A_2 = A_{21} + A_{22}$$

Tashkil etuvchi A_{21} ni statika shartiga ko‘ra topamiz: V nuqtaga nisbatan momentlar yig‘indisi 0 ga teng, odatda, soat ko‘rsatkichi yo‘nalishiga teskari moment musbat, soat ko‘rsatkichi bo‘yicha bo‘lsa – manfiy (faqat F_t kuchni hisobga olgan holda):

$$\sum M_B = F_t b - A_{21} l = 0 .$$

Bundan:

$$A_{21} = F_t \frac{b}{l}$$

Aylana kuchdan hosil bo‘lgan (11.3,d-rasm) moment manzarasining maksimal qiymati elka a ning A_{21} reaksiyaga ta‘siri orqali topiladi:

$$M_t = A_{21} a = F_t \frac{ab}{l}$$

Ko‘ndalang kuchdan (20.3,d-rasm) hosil bo‘lgan moment manzarasining maksimal qiymati elka s ning F_M kuchga ta‘siri orqali topiladi:

$$M_M = F_M c$$

20.3-e rasmda burovchi moment T manzarasi ko‘rsatilgan. Eguvchi moment epyuralari valning har bir kesimiga ta‘sir etadigan momentlarning yig‘indisini aniqlashga imkon beradi. Mustahkamlikka hisoblash uchun maksimal yuklanishga ega bo‘lgan valning eng xavfli kesimining eguvchi momentlari aniqlanishi lozim. Epyurani tuzilishiga qaraganda, valning xavfli kesimlari I va II (20.3,b-rasm) xisoblanadi. I kesim uchun maksimal eguvchi momentni aniqlaymiz. Buning uchun 20.3,g-rasmdagi eguvchi moment epyuralari vertikal tekislikda, 20.3,d-rasmdagisi esa, gorizont tekislikda ko‘rsatilganligi hisobga olinishi lozim. I kesimdagi ko‘ndalang kuchdan F_M hosil bo‘lgan moment qiymati 20.3-d da yaqqol ko‘rsatilgan moslikdan aniqlaniladi. Natijada, I – kesimni eguvchi moment yig‘indisi:

$$M = \sqrt{\left(F_r \frac{ab}{l} + M_a \frac{a}{l}\right)^2 + \left(F_t \frac{ab}{l} + F_M \frac{ac}{l}\right)^2} \text{ (Nm)}.$$

Undan keyin II kesimni eguvchi moment yig‘indisi topiladi. I va II kesimdagi momentlar qiymati solishtiriladi, agar bu kesimda vallar diametri bir xil bo‘lsa, u holda keyingi hisoblashlardi maksimal moment inobatga olinadi. Agar diametrlar bir xil bo‘lsa, u holda keyingi hisoblashlar 2 xavfli kesim uchun bajarilishi lozim. Burovchi momentni hisobga olgan holda I kesimni ekvivalent eguvchi momenti aniqlanadi:

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{M^2 + T^2} .$$

I kesimni eguvchi kuchlanish:

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{M_{\text{экв}}}{W}, \quad (20.5)$$

bunda: W – I kesimning o‘q bo‘ylab yo‘nalgan qarshilik momenti:

$$W = \frac{\pi d^3}{32}. \quad (20.6)$$

(20.6) ni (20.5) ga qo‘yamiz. Mustahkamlik sharti formulasini yozishdan oldin, ekvivalent moment Nm da, val diametri mm ekanligini hisobga olib, o‘lcham birliklari moslashtiriladi. Bundan tashqari $\pi/32 = 0,1$ deb qabul qilinadi. U holda mustahkamlik sharti quyidagi ko‘rinishga ega bo‘ladi:

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{1000 M_{\text{экв}}}{0,1 d^3} \leq [\sigma_{\text{эс}}]. \quad (20.7)$$

Ruxsat etilgan kuchlanish oquvchanlik chegarasiga yaqin qilib olinadi:

$$[\sigma_{\text{эс}}] \approx 0,8 \sigma_{\text{ок}}.$$

Konstruksion uglerodli va legirlangan po‘latlar uchun ruxsat etilgan kuchlanish qiymati quyidagi oraliqda bo‘ladi:

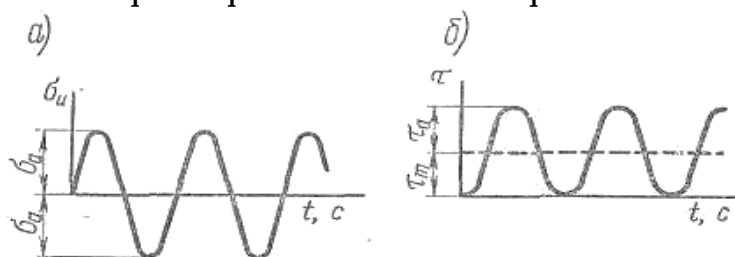
$$[\sigma_{\text{эс}}] = (250 \div 600) \text{ MPa}.$$

Valning diametri va po‘lat turiga qarab, bu qiymatlar ma’lumotnormalaridan ([4], [10]) tanlab olinadi. Agar mustahkamlik sharti (20.7) bajarilmasa, uning tuzilishiga zarur o‘zgartishlar kiritilib, mustahkamlik qayta hisoblanadi.

Vallarni aniqlashtirilgan hisobi

Bu usulda xafli kesimlardadagi kuchlanish konsentratsiyasi, valning geometrik o‘lchamlari hamda sirt tozaligining kuchlanishlar qiymatiga ta’siri etiborga olinadi.

Amalda vallar toliqish oqibatida ishdan chiqadi.



20.4-rasm

Valda egilishdan hosil bo‘ladigan normal kuchlanish simmetrik sikl bo‘yicha, burovchi momentdan hosil bo‘ladigan urinma kuchlanish, noldan pulsatsiyalanuvchi sikl bilan o‘zgaradi deb qabul qilamiz.

Vallarning aniqlashtirilgan hisobi valning xavfli kesimlarida mustahkamlikning zaxira ko‘effitsiyentini S -ni aniqlashdan va aniqlangan zaxira ko‘effitsiyenti qiymatini mustahkamlikning ruxsat etilgan ko‘effitsiyenti $[S]$ bilan taqqoslashdan iborat.

Bunda;

$$S \geq [S] = 1,5-2,5$$

konstruksion uglerodli po‘latlar uchun chidamlilik chegarasi

$$\sigma_{-1}=0,43\sigma_v \text{ MPa}$$

$$\tau_{-1}= 0,58 \sigma_{-1} \text{ MPa}$$

Valning xavfli kesimlarda hosil bo‘ladigan kuchlanishlarni konsentratsiyasini va zaxira koefitsiyentini hisoblaymiz.

$$S = \frac{S_{\sigma} \times S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} \geq [S]$$

bunda; S_{σ} - faqat normal kuchlanish bo‘yicha zaxira koefitsiyenti

S_{τ} - faqat urinma kuchlanish bo‘yicha zaxira koefitsiyenti

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}}{\epsilon_{\tau}} \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_m}$$

bu yerda K_{τ} -urinma kuchlanishni to‘planishini e‘tiborga oluvchi koefitsient;

ϵ_{τ} -urinma kuchlanish bo‘yicha masshtab omili;

ψ_{τ} -koefitsient;

τ_a -urinma kuchlanish siklining amplitudasi;

τ_m -urinma kuchlanish siklining o‘rtacha qiymati

$$\tau_a = \tau_m = 0,5 \quad \tau_{\max} = \frac{0,5T_3}{W_{\kappa}}$$

Bu yerda $W_{\kappa} = \frac{\pi d^3}{16}$ – buralishga qarshilik momenti

Normal kuchlanish bo‘yicha zaxira koefitsiyenti

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\epsilon_{\sigma}} \cdot \sigma_{av} + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m}$$

bu yerda K_{σ} -normal kuchlanishni to‘planishini e‘tiborga oluvchi koefitsient;

ϵ_{σ} -normal kuchlanish bo‘yicha masshtab omili;

ψ_{σ} -koefitsient;

σ_a -normal kuchlanish siklining amplitudasi;

σ_m -normal kuchlanish siklining o‘rtacha qiymati.

Normal kuchlanish siklining amplitudasi

$$\sigma_a = \sigma_{\max} = \frac{M^{\partial T}}{W_{\kappa em}}$$

$W_{\kappa em} = \frac{\pi d^3}{32}$ - egilishga qarshilik momenti.

Nazorat savollari:

1. Mashinasozlikda ishlatiladigan val va uqlar to'g'risida nimalarni bilasiz?
2. Val bilan o'qning farqlari nimalardan iborat?
3. Qanday turdagi vallarni bilasiz?
4. Valning tayanch qismi nima deb ataladi?
5. Valning loyiha hisobi nima uchun bajariladi?

21-ma'ruza. Podshipniklar. Sirpanish podshipniklari

Reja:

1. Podshipniklar, ularning vazifalari, turlari, konstruksiyalari haqida umumiy ma'lumotlar.
2. Sirpanish podshipniklarining ishlash sharoitlari vay emirilish sabablari.
3. Sirpanish poshipniklardagi ishqalanish va ularni moylash.
4. Sipanish podshipniklari kostruksiyalari va ularni tayyorlash uchun ishlatiladigan materiallar.

Tayanch iboralar va atamalar

Podshipnik, vazifalari; turlari; sirpanish podshipniklari, afzallik va kamchiliklari; radial, tirgak,radial-tirgak podshipniklari; nim suyuqli. Suyuqlik ishqalanish; bronza, cho'yan, babbitlar, kukunli materiallar, plastmasa, loyihalash hisobi.

Ma'ruza matni

Podshipniklarning turlari. Sirpanish podshipniklari

Umumiy ma'lumotlar

Podshipniklar val va aylanadigan o'qlar uchun tayanch vazifasini o'taydi. Mashinaning ishlash qobiliyati va chidamliligi podshipniklarning sifatiga ko'p jixatdan bog'liq. To'g'ri hisoblangan va tuzilishi jixatdan aniq bo'lgan podshipniklar berilgan yuklamalarni qabul qilishi va ishqalanishga sarflanadigan quvvatni iloji boricha kamaytirishi zarur. Ishqalanishning turiga qarab, podshipniklar sirpanish podshipniklari bilan dumalash podshipniklariga bo'linadi.

Yuklanishni qabul qilishga qarab – radial, radial yuklanishni qabul qiladi, tirakli o'q bo'ylab yo'nalgan yuklanishni qabul qiladi va radial-tirakli, bir vaqtda radial va o'q bo'ylab yo'nalgan yuklanishni qabul qiladi.

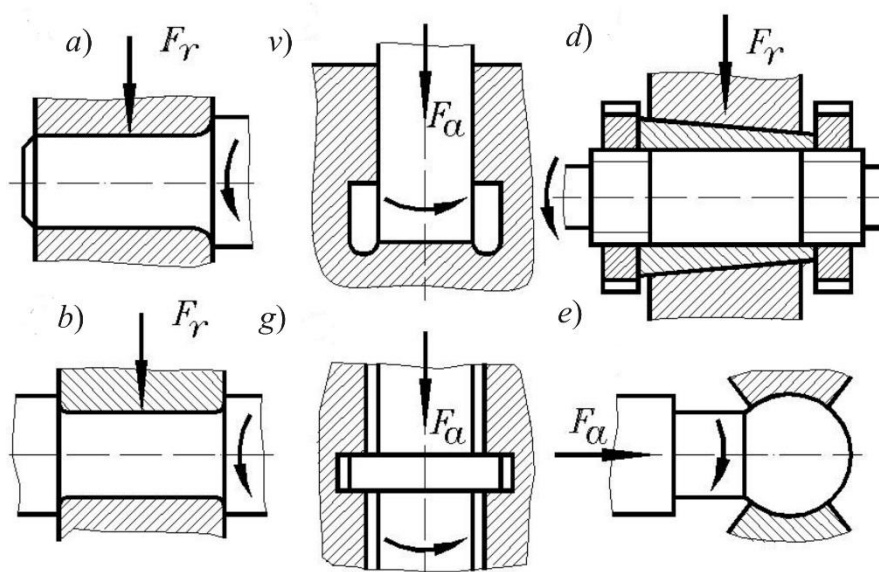
Val va o'qlarning tayanchlarga mo'ljallangan qismi sapfa deyiladi. Sapfalarining shakli silindrsimon, konussimon, zoldirsimon bo'lishi mumkin (21.1-rasm). Bu tayanchlar val yoki uning ichida joylashgan bo'lib, radial yuklanishni F_r (21.1,a-rasm) uzatib bersa, ship deyiladi. Bo'yin – sapfa bo'lib, valni o'rtasida joylashib radial yuklanishni uzatib beradi (21.1,b-

rasm). Bir qator radial podshipniklar ayrim hollarda katta bo'lmagan o'q bo'ylab yo'nalgan yuklanishlarni ham qabul qilishi mumkin. Buning uchun val pog'onali qilib, podshipnik qirralari esa to'mtoq qilib tayyorlanishi lozim.

Agar val yoki o'qning sapfasi ularning uzunligiga tik tekislikda joylashgan bo'lsa, bunday sapfa tovon deyiladi, podshipnik esa – tovon tagi deyiladi. Tovu valning tagida (21.1,v-rasm) yoki o'rtasida (21.1,g-rasm) Tovu tagi radial podshipniklar bilan juft bo'lib ishlaydi (21.1,v-rasm).

Konussimon podshipniklar (21.1,d-rasm) valning markaziy holati aniqligini saqlab turish uchun va podshipniklar yeyilishi natijasida hosil bo'lgan bo'shliqni yo'qotish hollarda ishlatiladi. Buning uchun valga konussimon vtulka o'rnatilib, uning holati gayka yordamida rostlab turiladi.

Vallar o'z o'qlariga nisbatan muvozanatni yo'qotgan hollarda zoldirsimon podshipniklar (21.1,e-rasm) ishlatiladi. Ular o'zini-o'zi to'g'rilash xususiyatiga ega bo'lib, asosan, sharnir tariqasida sterjenli mexanizmlarda qo'llaniladi.



21.1-rasm.

Umuman olganda, sirpanish podshipniklarining hozirgi zamon mashinasozligida ishlatilishi so'ngi yillarda sezilarli darajada kamaydi, chunki ular o'rniga bir qator afzalliklari bo'lgan dumalash podshipniklari ishlatila boshlandi. Lekin sirpanish podshipniklarida quyidagi afzalliklar bo'lgani uchun ayrim hollarda ulardan foydalanish ma'qul ko'riladi.

1. Ajraladigan qilib tayyorlangani uchun, uni valning istalgan qismiga o'rnatish mumkin. Bu hol tirsakli vallar uchun qo'l keladi.
2. Yuqori tezlikda ishlaydigan podshipniklar ($v \geq 30$ m/s). Yuqori aylanma tezlikda dumalash podshipniklarni ishlatilishi amaliy holda mutlaqo mumkin emas. Chunki, yuqori tezlikda shovqin chiqadi, tebranish hosil

bo‘ladi va ishlash muddati kamayadi.

3. Mashina podshipniklari, vallarning fazoda turli holatlariga o‘ta aniqlik talab qilganda va bo‘shliqni rostlashda ishlatiladi.
4. Alohida sharoitda ishlaydigan podshipniklar (suv, agressiv muhit).
5. Arzon sekin yurar mexanizm podshipniklari.

Sirpanish podshipniklarining ishlash sharoiti va yemirilishi

Sapfanning podshipnikda aylanishiga ishqalanish kuchi qarshilik ko‘rsatadi. Bunday ishqalanish podshipnik va sapfani qizdiradi. Bu issiqlik podshipnik korpusi, val hamda moy vositasida tashqariga olib ketiladi. Podshipniklarning normal ishlashi uchun, hosil bo‘layotgan issiqlik miqdori mavjud imkoniyatlar vositasida olib ketilayotgan issiqlik miqdoridan ortiq bo‘lmasligi kerak. Aks holda, podshipnikning qizishi ruxsat etilgan darajadan ortib, moyning qovushoqligi kamayib suyuqlanib ketadi, natijada sapfa sirtlarining podshipnikda ishlashi yomonlashib, g‘ajish protsessi hosil bo‘lishi mumkin. Bunday yo‘llar yeyilishni kamaytiradi, podshipnikning ishlash qobiliyatini yo‘qotadi. Shuning uchun, bunday podshipniklar yashirilgan deb topiladi. Podshipnikning chidamliligi, asosan, yeyilish darajasi bilan belgilanadi.

Podshipnik normal ishlashi uchun issiqlik miqdori tavsiya etilgan oraliqda bo‘lishi kerak. Ana shunday hollardagina yeyilish kam sodir bo‘ladi. Yeyilish miqdori oshib ketsa, podshipnik va sapfa orasida bo‘shliq paydo bo‘ladi, podshipnikning ishlashi yomonlashadi, tebranish hosil bo‘ladi, tovush chiqqa boshlaydi. Podshipnik ishga yaroqsiz bo‘lib qoladi. Yeyilishning jadallashish darajasi podshipniklarning ishlash muddatini belgilab beradi.

Sirpanish podshipniklarining ishqalanishi, ularni moylash

Yuqorida aytib o‘tilganidek, podshipnikning ishlashi albatta yeyilishni keltirib chiqaradi, yeyilish esa, ishqalanish degan ma‘noni anglatadi. Ishqalanish sur‘ati qizishni, podshipnikning yeyilishini va uni FIKni belgilab beradi. Ishqalanishni kamaytirish uchun sirpanish podshipniklari moylanib turilishi lozim. Podshipnikning ishlash sharoitiga qarab ishqalanish nim suyuqlikda yoki suyuqlikda ishqalanishi mumkin. Ishqalanish tartibi 21.2-rasmda ko‘rsatilgan. Suyuqlikda ishqalanishda ishqalanayotgan sirtlar o‘zaro qovushqoq moy bilan ajralgan holda bo‘ladi.

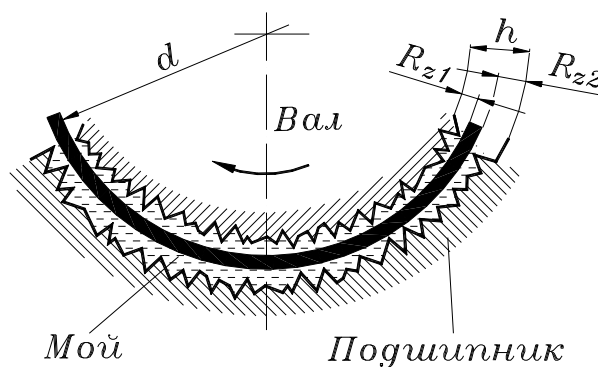
Moy qatlamining qalinligi h sirtlarning ishlov berishidan hosil bo‘lgan noteksliklar yig‘indisidan katta bo‘lishi kerak:

$$h > R_{z1} + R_{z2} . \quad (21.1)$$

21.2-rasmda qalin chiziq bilan moy qatlami ko‘rsatilgan.

Bu shart bajarilganida tashqi yuklanishning moy qatlami qabul qilinadi. Natijada ish sirtlarining yeyilish jarayoni sodir bo‘lmaydi. Sirtlar o‘zaro kontaktda bo‘lmaydi. Harakatga qarshilik ko‘rsatish faqatgina qovushqoq

Suyuqlikda ishqalanishni ta'minlaydigan shartlardan birortasi bajarilmay qolganida, podshipnik nim suyuqlikda ishqalanish bilan ishlaydi, natijada aralash ishqalanish – suyuqlikda va chegaraviy bo'lib qolishi mumkin. Chegaraviy ishqalanishda sirpanish sirtlari yupqa moy qatlami bilan ajralgan bo'ladi. Ish jarayonida, bu moy qatlami shunchalik yupqa bo'ladiki, bosim ta'sirida harakatdagi detallar sirti bir-biriga tegib qolishi mumkin. U holda sirtlarda yeyilish paydo bo'ladi. Nim suyuqlikda ishqalanish sodir bo'lganida ishqalanish koeffitsiyenti moyning sifatiga va sirpanish yuzalarining materiallariga ham bog'liq bo'ladi. Bunday hollarda ishqalanish koeffitsiyentini kamaytirish bilan ajralgan bo'ladi, $f \approx 0,01 \div 0,1$ uchun antifriksion materiallar ishlatiladi.



21.2-rasm.

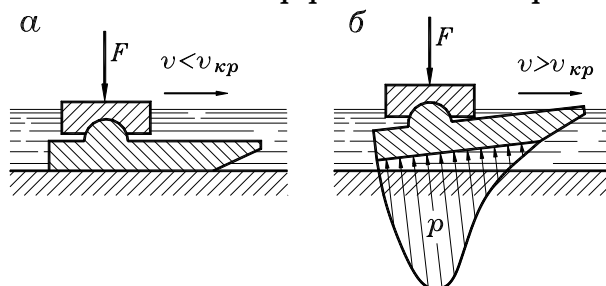
Suyuqlikda ishqalanish rejimiga taalluqli masalalarni yoritish moylanishning gidrodinamik nazariyasiga asoslangan [6], [11]. Bu masalani mukammal o'rganishda umumiy tushunchalar va zarur bo'lgan xulosalarni keltiramiz. Moy bilan to'ldirilgan muhitda yassi jism ustma-ust joylashtirilgan bo'lib, harakatlanuvchi jism asosiga nisbatan tik yo'nalgan F kuch ta'sir qiladi (21.3-rasm). Agar harakat tezligi kichik (21.3,a-rasm) bo'lsa, nim suyuqlikda ishqalanish hosil bo'ladi, ya'ni sirtlar yupqa qatlamga ega bo'lgan moy bilan qoplangan bo'ladi. Tezligi oshishi bilan bu holat harakat tezligi v chegaraviy tezlik v_{kr} dan kam bo'lgunga qadar saqlanib qoladi. Agar harakat tezligi oshsa, u holda harakatlanuvchi jism moy qatlamidan ko'tarila boradi va o'z holatini o'zgartirib, suvda suzayotgan glisserga yoki qayiqchaga o'xshab ketadi (21.3,b-rasm).

Jismlar orasida tor boʻshliq hosil boʻlib, moy toʻxtovsiz holda shu

oralig'ini to'ldirib boradi. Moyning mana shu tor oralig'idan o'tishi gidrodinamik bosim r ni hosil etadi, bu esa tashqi yuklanish F ni muvozanat holiga olib keladi.

Harakat suyuq ishqalanish sharoitida davom etadi.

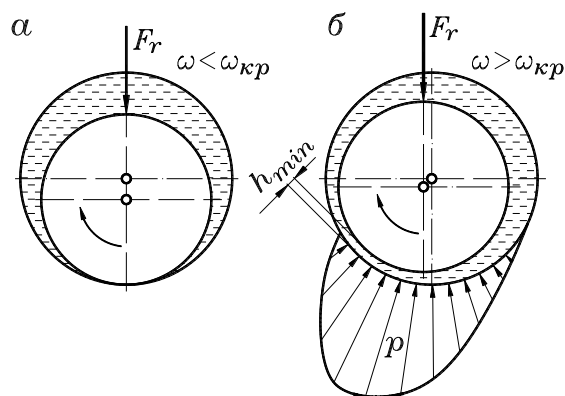
Gidrodinamik bosim faqatgina tor oralig' bo'lgan holdagina hosil bo'lishi mumkin. Bunday oralig'ni ponasimon oralig' deyiladi. 21.3-rasmda ko'rsatilishicha, ponasimon oralig'ni harakatlanuvchi jismning boshlang'ich qismini biror burchak ostida to'mtoq qilib kesish orqali hosil qilish mumkin.



21.3-rasm.

Radial podshipnikda ponasimon oralig' sharli sapfa diametri podshipnik diametridan kichik bo'lishi hisobiga hosil bo'ladi. Xulosa qilib aytganda, nisbatan aylanma harakatdagi sirtlar orasida zarur oralig' hosil qilish uchun ularning diametrlari bir-biridan farq qilishlari kerak. Harakatsiz turgan val o'z og'irligi bilan podshipnikka bosib turadi, ya'ni bunday holda past tomonda ular orasida hech qanday oralig' bo'lmaydi (21.4-a rasm). Agar valning burchak tezligi ma'lum chegaraviy qiymatdan kichik bo'lsa, u holda kontakt sirtlar orasida nim suyuqlik ishqalanish hukm suradi. Valning burchak tezligi ma'lum chegaraviy qiymatdan oshib ($\omega > \omega_{kr}$) oraligdagi moyning gidrodinamik bosimi r valning oralig'ini yengadigan darajaga etgach, sapfa bilan podshipnik orasida moy qatlami hosil bo'lib, ish sirtlari bir-biridan batamom ajraladi (21.4-b rasm). Moy qatlamining minimal qalinligi h_{min} burchak tezlik oshgan sari kattalashib, sapfaning markazi podshipnik markaziga yaqinlashib boradi. Biroq, ularning markazi hech vaqt bir nuqtaga to'g'ri kelib qolmaydi, chunki bunday holda ponasimon oralig' buning natijasida gidrodinamik bosim yo'qoladi, ya'ni suyuqlikda ishqalanish sharti bajarilmaydi.

Kuchlar va tezlik parametrlari bilan moy sifati orasidagi izlanishlar quyidagicha xulosa qilishga imkon beradi. Moyning qovushqoqligi va burchak tezlik ko'paygan sari moy qatlamining qalinligi ortib boradi, lekin, yuklanish ortishi bilan kamayadi. Podshipnikda ishlatiladigan aniq qovushqoqlikka ega bo'lgan moyning sirti moyning aylanish tezligiga bog'liq bo'lib, tezlik qanchalik katta bo'lsa, moyning qovushqoqligi shunchalik kam bo'lishi kerak.



21.4-rasm.

Shunday qilib suyuqlikda ishqalanish rejimini hosil qilish uchun quyidagi uchta shart bajarilishi zarur:

1. O‘zaro ishqalanadigan sirtlar orasidagi oraliq tirqish ponasimon shaklda bo‘lishi kerak.
2. Ma’lum qovushqoqlikda moy yetarli darajada bo‘lib, uzluksiz bo‘shliqni to‘ldirib turishi lozim.
3. Jismlarning o‘zaro harakatlanish tezligi moy qatlamida tashqi yuklanishga teng keladigan gidrodinamik bosim hosil qila oladigan bo‘lishi kerak.

Ayrim sharoitlarda podshipniklarni moylash uchun faqatgina moy emas, balki suv ham, havo ham ishlatiladi, chunki suv va havo qovushqoqlik xususiyatiga ega.

Ponasimon bo‘shliqqa suyuqlik yoki gaz o‘z-o‘zidan tortilib uzluksiz borib turishi kerak. Yuqori ishonchlilikka ega bo‘lishi uchun ayrim hollarda (avtomobil va samolyot dvigatellari, turbogeneratorlar, sentrifugalar va boshqa) suyuqlik yoki gaz podshipniklarga gidronasos yoki kompressor yordamida bosim bilan yetkazib beriladi.

Podshipnik va sapfa orasidagi ponasimon bo‘shliqqa suyuqlik yoki gaz o‘zidan-o‘zi tortilib, podshipniklarning suyuqlik yoki gazli ishqalanishning ta’minlanishi gidrodinamik yoki ayrodinamik deyiladi.

Agarda valning aylanish tezligi katta bo‘lmay radial yuklanish sezilarli bo‘lsa, gidrodinamik shart bajarilmay, nim suyuqlik ishqalanish davom etadi. Suyuq ishqalanishni hosil qilish uchun gidronasos yordamida podshipnik bilan sapfa orasiga zarur miqdorda moy bosim orqali yuboriladi. Gidronasos hosil qilgan bosim sapfani moyda suzishiga imkon yaratishi kerak. Bunday podshipniklarni gidrostatikaviy deyiladi. Agar sapfani podshipnik havo yostiqchasi uzluksiz yuborilayotgan siqiq havo bilan ushlab tursa, bunday podshipniklar ayrostatikaviy deyiladi.

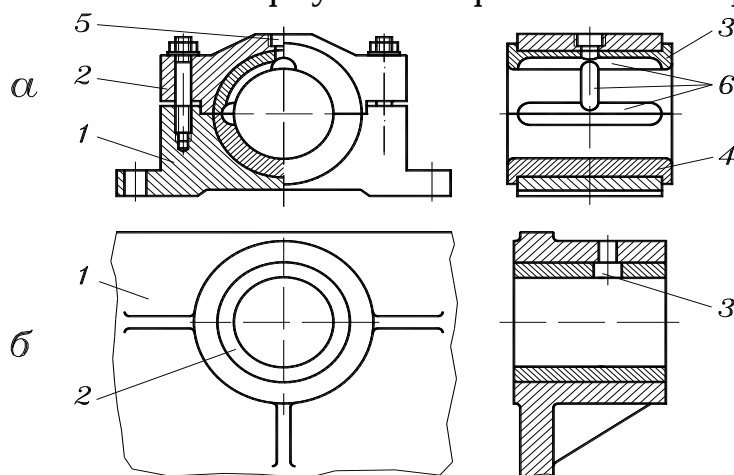
Ayrodinamik va ayrostatik podshipniklar yuklanishlari katta bo‘lmagan tezyurar vallarda ($n > 10000$ ayl/min) yoki yuqori issiqlik sharoitda moy o‘zining xususiyatini yo‘qotadigan joylarda ishlatiladi. Xulosa qilib,

quyidagi mulohazaga kelimiz.

Suyuqlik ishqalanishda val bilan podshipnik sirlari bevosita kontaktda bo'lmaydi, shuning uchun, o'zaro sirpanishdagi sirtlarni xohlagan materialdan tayyorlash mumkin, degan xulosa asossizdir. Uni quyidagicha tushuntirish mumkin, mashina ishlash vaqtida suyuqlik ishqalanish rejim o'zgarishi bilan holatini o'zgartirishi mumkin, ya'ni burchak tezlik va yuklanish qiymatlari ruxsat etilgan chegaradan chiqib ketishi mumkin, Masalan uchun, o'ta yuklanish, yurgizish, to'xtatish. Shuning uchun, sirpanish sirlari antifriksion materiallardan tayyorlanishi lozim.

Sirpanish podshipniklarining tuzilishi va ishlatiladigan materiallar

Sirpanish podshipniklari tuzilishi jixatidan va mashinaning vazifasiga qarab har xil bo'lishi mumkin. Chunonchi, podshipniklar maxsus korpusli yoki usiz tayyorlanishi mumkin. Korpusli podshipnik 21.5,a-rasmda ko'rsatilgan. Bunday podshipnik ajraladigan deyiladi, u korpus 1 va qopqoq 2 dan iborat bo'lib, bular o'zaro rezkali birikmalar (bu holda – shpilka, gayka va shayba) yordamida mahkamlangan. Zaruriyat bo'lgan holda qopqoq ajratib olinadi, bunday hol, montaj, xizmat ko'rsatish va ta'mirlash ishlarini yengillashtiradi. Korpus va qopqoq, odatda, cho'yan yoki po'latdan tayyorlanadi. Podshipnikning eng muhim ichki qismi – ikki palladan iborat ichqo'ymalar 3 va 4 antifriksion materiallardan tayyorlangan. Qopqoqdagi 5 teshikcha orqali moylanib turiladi. Val bilan podshipnik orasidagi moy yaxshi taqsimlanishi uchun ichqo'yma 6 ariqchalari xizmat qiladi.



21.5-rasm.

Agar podshipnik maxsus korpusga ega bo'lmasa, u holda korpus 1 ga joylashtiriladi (21.5,b-rasm). Bu yerda podshipnikning eng asosiy elementi vtulka 2 xisoblanib, u antifriksion materialdan tayyorlangan. Moy keltirish uchun teshik 3 xizmat qiladi.

Podshipnik ichqo'ymai va vtulkalarning materiallari val sirtiga moslashuvchan, ishqalanish koeffitsiyenti kichik, issiqni yaxshi o'tkazadigan, yeyilishga chidamli va o'zida moyni saqlay olish xususiyatiga

ega bo‘lishi kerak. Bu holda ichqo‘yma va vtulkani yeyilishga chidamliligi val sapfasining chidamliligidan kam bo‘lishi kerak, chunki, valning tannarxi qimmat, almashtirish esa qiyin, podshipnikni almashtirish esa oson. Vallar, asosan, po‘lat materiallardan tayyorlanadi, podshipnik ichqo‘ymai va vtulkalar esa quyidagi keltirilgan antifriksion materiallardan tayyorlanadi.

1. Bronzalar – keng miqyosida katta va o‘ta katta seriya bo‘yicha ishlab chiqarish mashinalarida ishlatiladi.
2. Latunlar – bronzaga nisbatan kam yuklanishda ishlatiladi.
3. Cho‘yanlar – sekin yurar va o‘rtamiyona yuklangan podshipniklarda.
4. Babbitlar – sirpanish podshipniklari uchun eng yaxshi material hisoblanadi. Babbitlarning tannarxi nisbatan qimmat bo‘lgani uchun, podshipniklarning o‘lchamlariga qarab ichqo‘ymaning ishchi yuzalariga $1 \div 10$ mm qalinlikda quyiladi. Bu holda ichqo‘ymani o‘zi esa xohlangan materialdan tayyorlash mumkin.
5. Metallokeramika (yuqori issiqlik darajasida presslangan bronza, grafit, mis, qo‘rg‘oshin poroshoklar) – g‘ovaklilik xususiyatiga ega. G‘ovak moyi o‘zidan yaxshi o‘tkazadi va uzoq vaqt ushlab tura oladi, shuning uchun, metal keramika podshipniklari shimilgan moy bilan yoki moysiz ham uzoq vaqt ishlashi mumkin.
6. Plastmassalar – suvli moylanishda ishlashi mumkin. SHuning uchun uni gidrotrubinalarda va kimyo mashinasozlik nasoslarida ishlatiladi.

Sirpanish podshipniklarini hisoblash

Nim suyuqlik ishqalanishda ishlatiladigan podshipniklar hisobi.

Bunday podshipniklarga sekinyurar mashina mexanizmlar va o‘rta tezlikda tez-tez yuritish, to‘xtatish va moslashtirilmagan yuklanish rejimida ishlaydigan mashina podshipniklari kiradi. Qisqa, vaqti vaqti bilan ishlaydigan sekinyurar podshipniklar shartli bosim bo‘yicha quyidagicha xisoblanadi:

$$p = \frac{F_r}{l d} \leq [p] , \quad (21.2)$$

bunda: r – sapfani podshipnikka shartli bosimi, MPa;

F_r – radial yuklanish, N;

l – podshipnik uzunligi, mm;

b – sapfa diametri, mm;

$[r]$ – ruxsat etilgan shartli bosim, MPa.

O‘rta tezlikda harakatlanadigan podshipniklar bosimni tezlikka ko‘paytmasi bilan hisoblanadi:

$$p v \leq [p v] , \quad (21.3)$$

bu yerda: v – sapfaning aylanma tezligi.

Podshipniklarni tajriba usulida aniqlangan ruxsat etilgan $[r]$ va $[rv]$

qiymatlari 9.1-jadvalda keltirilgan:

21.1-jadval

Ichqo‘yima materiali	$\leq v, \text{ m/c}$	$[r], \text{ MPa}$	$[rv], \text{ MPa.m/c}$
Bronza BrAJ9-4	4	15	12
Latun LKS80-3-3	2	12	10
Antifriksion cho‘yan AVCH-2	1	12	12
Babbitt B16	12	15	10
Metallokeramika – bronzografrit	2	4	–
Plastmassa – kapron AK-7	4	15	15

Suyuqlik ishqalanishdagi podshipniklarning hisobi.

Nim suyuqlik ishqalanishda ishlaydigan podshipniklarning hisobi singari, bu yerda ham podshipnikni o‘lchami, aylanma tezligi va ruxsat etilgan bosim qiymatlari inobatga olinadi. Bundan tashqari podshipnikdagi bo‘shliq va ishchi issiqlikda moyning sifati ham hisobga olinadi. Hisoblash oqibatida podshipnikning zarur bo‘shlig‘i moy sifati, moylash usuli va issiqlik tengligini saqlash uchun sovitish aniqlanadi. Hisoblash taxminiy [6] va empirik bo‘lib, grafiklardagi tengliklardan foydalanishga asoslangan. Taxminiy hisobdagi aniqlik darajasi moy qatlamini qalinligi bo‘yicha, podshipnikning ishonchli ehtiyot koeffitsiyenti va moylash usulini tanlashda tajriba tavsiyalari bilan to‘ldiriladi.

Nazorat savollari:

1. Podshipniklar tug‘risida nimalarni eshitgansiz?
2. Qanday sirpanish podshipniklarini bilasiz?
3. Sirpanish podshipniklari nima uchun yemiriladi?
4. Nima uchun podshipniklar moylab turilishi kerak?
5. Sirpanish podshipniklar qanday materiallardan tayyorlanadi?

22-ma’ruza. Podshipniklar. Dumalash podshipniklari

Reja:

1. Dumalash podshipniklari, ularning vazifalari, turlari, konstruksiyalari va ularni tayyorlash uchun ishlatiladigan materiallar haqida umumiy ma’lumotlar.
2. Dumalash podshipniklarining ishlash sharoitlari va yemirilish sabablari.
3. Dumalash podshipniklardagi shartli belgilar.
4. Dumalash podshipniklarini statik va dinamik yuk ko‘taruvchanlikka hisoblash asoslari.

Tayanch iboralar va atamalar

Dumalash podshipniklari, turlari, sharsimon, rolikli. Ignasimonli, halqa. Ajratkichafzaliklari, kamchiligi. Xromli sharikopodshipnik po‘lat, aniqlik darajasi; belgilanishi; statik va dinamik yuk ko‘taruvchanlik.

Ma'ruza matni

Dumalash podshipniklarining turlari

Dumalash podshipniklari ikkita halqadan iborat – ichki va tashqi, halqalar orasidagi separatorda dumalash elementlari (separatorsiz bo'lishi ham mumkin) joylashgan. Ular hamma sohalarda keng miqyosda ishlatiladi. Ular o'ziga xos afzallik va kamchiliklariga ega.

Dumalash podshipniklarining afzalliklari.

1. Dumalash ishqalanishi kichik ishqalanish koeffitsiyentiga ega, uning qiymati suyuqlikdagi ishqalanish koeffitsiyentiga juda yaqin ($f = 0,0015 \div 0,006$).
2. Xizmat ko'rsatish va moylash sistemasi soddalashtirilgan. Yon tomonlari biriktirilgan podshipniklar faqat moylangan holda ishlatilishi mumkin. Bunday podshipniklar tayyorlash vaqtida moylangan bo'lib, ishlash muddati davomida qo'shimcha moylash talab etilmaydi.
3. Standartlashtirish imkoniyati ko'plab ishlab chiqarishni va maxsulotning tannarxini kamaytiradi.

Dumalash podshipniklarining kamchiliklari.

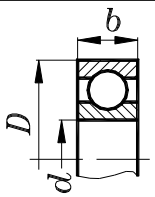
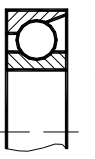
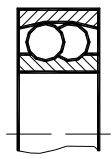
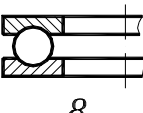
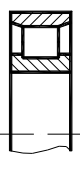
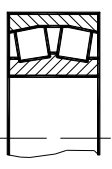
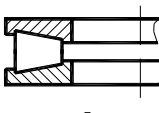
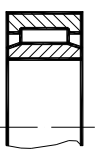
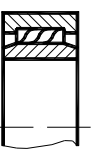
1. Ajraladigan konstruksiyaga ega emas. Shuning uchun uni tirsakli vallarga o'rnatish imkoni yo'q.
2. Sirpanish podshipniklariga nisbatan radial o'lchamlari katta.
3. Tezyurarligi chegaralangan, dumalash elementlari katta tezlikda ishlaganda noqulayliklar keltirib chiqaradi.
4. Tebranma va zarbli yuklanishlarda ishlash qobiliyati kamayadi.
5. Suvda va xavfli muhitlarda ishlash imkoniyati yo'q. Podshipnik halqalari va dumalash elementlari po'latdan tayyorlangan bo'lib, zanglash ehtimolligi yuqori.

Podshipniklar nomlanishi ikki qismdan iborat. Dumalash elementi bo'yicha va yuklanishni qabul qila oladigan yo'nalishi bo'yicha. Jadvalda ko'rsatilishicha podshipnikni asosiy o'lchamlari: halqaning tashqi diametri D (korpus teshigini diametri), halqaning ichki diametri d (val diametri) va eni b .

Radial sharsimon podshipnik ko'p tarqalgan. Podshipnik halqalarining ariqchalariga shariklar (zoldirlar) joylashadi. Ariqchalarning egiluvchan radiuslari zoldir radiusidan kattaroq bo'lib, toza chayqalish imkoniyati bo'ladi. Zoldirning halqa bilan kontakti nuqtada bo'ladi, shunga qaramasdan, bunday podshipnik radial yuklanish bilan bir qatorda o'zgaras bo'ylama yuklanishni ham qabul qiladi (taxminan 80% radial kuchdan). Podshipnik ajralmaydi, har xil ko'rinishda bo'lishi mumkin: ochiq, berkitilgan (dumalash elementlari plastinka yordamida berkitilgan bo'ladi), tashqi halqada ariqcha bilan va boshqalar. Valning qiyshiqqligi

0,25° ga qadar ruxsat etilgan. Belgisi 0 (belgilar to‘g‘risida keyinroq).

22.1-jadval

	<i>радиал</i>	<i>радиал-тирак</i>	<i>сферик</i>	<i>тирак</i>
<i>шарикли</i>	 0	 6	 1	 8
<i>роликли</i>	 2	 7	 3	 9
<i>игначишон</i>	 4	 5		

Zoldirli radial-tirgak podshipnik radial zoldirlikka nisbatan katta yuklanish ta'sirida ishlashi mumkin. O'q bo'ylab yo'nalgan va o'zgaruvchan yuklanishlarni qabul qiladi. Bu podshipnik ham ajralmaydi va valni katta bo'lmagan qiyshiqqligini qabul qiladi. 6 son bilan belgilanadi.

Sharsimon sferik podshipnik valning qiyshiqqligini 3° ga qadar ruxsat etadi. Tashqi kontakt sirtlari sferik shaklida va shariklari shaxmat tartibida 2 qatorda joylashgan. Katta bo'lmagan o'q bo'ylab yo'nalgan yuklanishni qabul qiladi. 1 son bilan belgilanadi.

Sharsimon tirak podshipnik ajraladigan hisoblanadi, faqatgina o'q bo'ylab yo'nalgan yuklanishni qabul qiladi. Belgisi 8.

Rolikli radial podshipnik, silindrsimon rolikdan iborat, katta radial yuklanishni qabul qiladi, chunki rolik va halqa nuqtada emas, balki chiziq bo'yicha kontaktda bo'ladi, val buralishini va bo'ylama yuklanishni mutlaqo qabul qilmaydi, ajraladigan, ya'ni tashqi halqani bimalol olish mumkin. Belgisi 2.

Rolikli radial-tirgak (konussimon podshipnik) konussimon rolikdan iborat bo'lib, yetarli darajada radial va bo'ylama yuklanishni qabul qiladi, konus burchagi qanchalik katta bo'lsa, shunchalik katta yuklanishda ishlay oladi. Ichki halqalarning diametrlari teng bo'lsa, rolikli konussimon podshipnik sharsimon defis— tirgak podshipnikka nisbatan katta miqdorga ega bo'lgan bo'ylama yuklanishni qabul qiladi. Podshipnikni ajratish qiyin emas, tashqi halqa yengil chiqadi. Belgisi 7.

Rolikli sferik podshipnik roliklari bochka shaklida bo'lib katta yuklanishni qabul qiladi. Tashkil etuvchi rolikni eguvchanlik radiusi, zoldir radiusidan katta bo'lganligi uchun yuklanish qobiliyati xam katta bo'ladi. Boshqa xususiyatlari esa sharsimon sferiknikiga o'xshashdir. Belgisi 3.

Rolikli tirgak podshipnik konussimon rolikdan iborat, shuning uchun katta bo'ylama yuklanishda ishlay oladi. Belgisi 9.

Ignasimon podshipniklar faqat radial yuklanishga mo'ljallangan. Dumalash elementi–igna, ya'ni silindrsimon rolik bo'lib, diametri uzunligidan $5 \div 8$ marta kichik. Bu podshipnik qismlarining o'lchamlarini nisbatan kichiklashtiradi. Podshipnik ajraladigan, tezligi chegaralangan, montaj qilish qiyin, shuning uchun kam ishlatiladi. Belgisi 4.

Ignasimon podshipniklarni o'yiqli ignalirida vintli ariqchalar mavjud, bu esa ularning moylanishini yaxshilaydi. 5 son bilan belgilanadi. (10.1-jadval ga ko'ra, bu podshipnik o'q bo'ylab yo'nalgan kuchni uzatmaydi).

Podshipniklarning halqa va dumalash elementlari maxsus yuqori mustahkamlikka ega bo'lgan SHX6, SHX9 va SHX15 (xromli sharikpodshipnik) po'latlardan tayyorlanadi. Dastlabki mexanik ishlovdan so'ng ularga termik ishlov berilib, yuqori qattiqlikka erishgach jilvirlanadi.

Podshipniklardagi seperatorlar dumalash elementini yo'naltirish va ajratish uchun xizmat qiladi. Ko'p separatorlar lentali po'latlardan shtamplash usulida tayyorlanadi. Yuqori aylanma tezlikda (> 15 m/s) ishlaydigan podshipniklarni separatorlari salmoqli qilib bronzadan, latundan, dyuralyumin yoki plastmassadan tayyorlanadi. Ignasimon podshipniklarning ko'pincha separatorlari bo'lmaydi.

Yuklanish qobiliyati va o'lchamlariga qarab, podshipniklarni diametr va eniga ko'ra 7 seriyaga bo'linadi: o'ta yengil (0), juda yengil (1), yengil (2), yengil enli (5), o'rta (3), o'rta yenli (6) va og'ir (4).

Aniqlik darajasiga qarab podshipniklar 5 sinfga bo'linadi: 0 – normal sinf, 6 – juda yuqori sinf, 5 – yuqori sinf, 4 – o'ta yuqori sinf va 2 – o'ta yuqori darajali sinf. Aniqlik sinfi uni tannarxiga juda katta ta'sir ko'rsatadi (22.2-jadval). Podshipniklarni tanlashda 22.2-jadvalga katta ahamiyat bilan qarash kerak.

22.2-jadval

Aniqlik sinfi	0	6	5	4	2
Nisbatan qiymati	1	1,3	2	4	10

Podshipniklarning ishlash layoqatining asosiy mezonlari va ularni hisoblash

Podshipnik halqalari bilan dumalash elementlari orasidagi kontakt yuqori kinematik juftda sodir bo'ladi, nazariy tomondan bu kontakt nuqta yoki chiziq bo'yicha, amaliyotda esa, elastik deformatsiya xisobiga kontakt

ayrim yuzachalarda bo‘ladi.

Kontaktidagi halqa va dumalash jismlar yuzasining har bir nuqtasidagi kontakt kuchlanish siklini boshlang‘ich qiymat bilan o‘zgaradi. O‘zgaruvchan kuchlanish kontaktidagi yuzalarning toliqishidan yemirilishiga sabab bo‘ladi. Ishga qobiliyatli podshipnikning halqa va dumalash jismi kontakt yuzalari shikastlanganiga o‘xshab ketadi, shuning uchun, podshipnikning ishlash layoqatini belgilovchi asosiy omil halqa bilan dumalash elementining ezilishi, ya’ni toliqishdan yeyilish hisoblanadi.

Podshipniklarning ishlashini statik va dinamik izlanishlari shuni ko‘rsatadiki, dumalash podshipniklarini mustahkamlikka hisoblashda, ta’sir etuvchi tashqi yuklanish bilan ishlash sharoitni formallashtirish zarur ekan. Shuning uchun, dumalash podshipniklarining zamonaviy hisobi ikki omilga asoslangan:

- qoldiq deformatsiya bo‘yicha, yuk ko‘taruvchanlikka hisoblashda;
- toliqishdan yemirilish bo‘yicha, dinamik yuk ko‘taruvchanlikka hisoblash.

Lekin mashinalarni loyihalashda podshipniklar hisoblanmaydi, balki, shartli formula asosida tanlab olinadi. Bu narsa podshipniklarning standartlashgan, turlarining soni va o‘lchamlari chegaralanmagan bo‘lishiga bog‘liq. Har qanday podshipnik turi va o‘lchamlari uchun yuk ko‘taruvchanlik hisoblangan va tajriba bo‘yicha asoslangan. Standartga mos kelgan podshipnik parametrlari 22.4-jadvalda ko‘rsatilgan.

22.4-jadval

Belgisi	O‘lchamlari, mm			Dinamik yuk ko‘taruvchanlik S, N	Statik yuk ko‘taruvchanlik S_0, N	Chegaraviy aylanishlar chastotasi, ayl/min
	D	D	b			
301	12	37	12	7630	4730	16000
312	60	130	31	64100	49400	5000

Dumalash podshipniklarining shartli belgilari

Podshipniklarning hamma turlari standartlashgan, ularning shartli belgilarini GOST 3189-75 aniqlaydi. Dumalash podshipniklarining shartli belgilari son va harfdan tashkil topgan. Sonlar quyidagi qiymatlarga ega.

O‘ng tomondagi ikki raqam podshipnikning ichki diametrini aniqlaydi (podshipnikka joylashtiriladigan val diametri):

- agar $d = (20 \div 495)$ mm bo‘lsa, u holda bu ikki raqamni 5 ga ko‘paytirilsa, d diametrning qiymatini beradi.
- agar $d < 20$ mm bo‘lsa, u holda oxirigi ikki raqam bilan diametr d orasidagi bog‘lanish 22.3-jadvalda ko‘rsatilgandek bo‘ladi.

22.3-jadval

Oxirigi ikki raqam	00	01	02	03
Ichki diametr d , mm	10	12	15	17

- agar $d \leq 9$ mm bo'lsa, u holda diametr d ni o'ng tomondagi oxirigi bitta raqam belgilab, podshipnik ichki diametrining haqiqiy o'lchamini bildiradi, mm da.
- agar $d \geq 500$ mm bo'lsa, u holda podshipnik belgisi kasrli: maxraji ichki diametrining haqiqiy o'lchami bo'ladi, mm da, surati esa podshipnik turi va seriyasini ko'rsatadi.

O'ng tomondan uchinchi raqam radial sharsimon podshipniklar uchun ($d \leq 9$ – ikkinchi raqam) podshipnikning diametr va eni bo'yicha seriyasini ko'rsatadi.

O'ng tomondan to'rtinchi raqam podshipnikning turini ko'rsatadi. Turlarning belgilari 22.1-jadvalda berilgan. Belgilash lozim bo'lgan radial sharsimon podshipnik belgisida 0 raqami ko'rsatilmagan.

O'ng tomonida 4 ta raqam podshipnikni ta'riflab beradigan asosiy raqamlar hisoblanadi. Keyingi chaproqdagi raqam va harflar (agar bo'lsa) podshipnikning tuzilish xususiyatlarini (podshipnikning darajasini, konussimon podshipnik kontakt burchagi, tashqi halqada ariqcha va uyum borligini hisobga olish) va aniqlik sifatini (agar podshipnik normal aniqlik sinf bilan tayyorlangan bo'lsa, 0 qo'shilmaydi) ifodalaydi.

Podshipniklarning belgilarini Masalanda ko'ramiz.

17 – radial sharsimon, aniqlik sinfi normal, yuqori yengil seriya, teshik diametri 7 mm.

203 – radial sharsimon, normal aniqlikka ega, o'rta seriyali, teshik diametri 17 mm.

314 – radial sharsimon, normal aniqlikda, o'rta seriyali, teshik diametri 70.

7512 – konussimon rolikli, aniqlik normal, yengil enli seriya, teshik diametri 60 mm.

1320 – sharsimon sferik, aniqlik normal, o'rta seriyali, teshik diametri 100 mm.

Podshipniklarni dinamik yuk ko'taruvchanlik bo'yicha tanlash

Dinamik yuk ko'taruvchanlik shunday bir doimiy yuklanishki, bunda podshipnik 1 mln. marta aylanganda ham, 90% tekshirilgan podshipniklar elementlarida uvalanish hodisasi bo'lmaydi.

Podshipnik o'rnatilgan valning aylanish soni $n \geq 10$ ayl/min bo'lganda, dinamik yuk ko'taruvchanlik bo'yicha podshipnik tanlanadi.

Podshipnikning pasport (katalog) bo'yicha yuk ko'taruvchanligi S tashqi yuklanish va podshipnikni ishlash muddati (resursi) bilan bog'langan bo'lib, quyidagi empirik tenglama bilan ifodalanadi:

$$C / P^p \sqrt{L}, \quad (22.1)$$

bunda: R – ekvivalent dinamik yuklanish, N;

$r = 3$ - zoldirli podshipniklar uchun va r q 3,33 – rolikli podshipniklar uchun;

L – ishlash muddati, mln. aylana:

$$L = 60 \cdot 10^{-6} t_{\Sigma} n, \quad (22.2)$$

bunda: t_{Σ} – ishlash muddati soatda;

n – aylanishlar chastotasi, ayl/min.

Ekvivalent dinamik yuklanish – shunday shartli yuklanishki, podshipnikning haqiqiy ishlash sharoitini hisobga olib, uning chidamliligini va ishlash muddatini ta'minlab beradi.

$$P = (X V F_r + Y F_a) K_{\sigma} K_m, \quad (22.3)$$

bunda: F_r va F_a – radial va bo'ylama yuklanish;

X va Y – radial va bo'ylama yuklanish koeffitsientlari, katalogdan podshipnik turiga, radial va bo'ylama yuklanish nisbati bilan tanlab olinadi.

V – aylanish koeffitsiyenti, podshipnik halqalarining aylanishiga bog'liq: ichki halqa aylanganda V q 1, tashqi halqa aylanganda – V q 1,2.

K_b – xavfsizlik koeffitsiyenti, yuklanishni xarakateriga bog'liq bo'lib, ma'lumotnormalardan yuklanishlarni uzoq ta'sir etishiga qarab 1 dan 2 gacha qabul qilinadi.

K_t – issiqlik koeffitsiyenti; ishchi issiqlik t q 100° K_t q 1; t q $(125 \div 250)^{\circ}$ K_t q $1,04 \div 1,4$.

Tenglamaning o'ng tomonidagi qiymatga qarab katalogdan podshipnikka mos bo'lgan (yuqori qiymatli) dinamik yuk ko'taruvchanlikning eng yaqin qiymati tanlab olinadi. Tanlangan podshipnik tezyurarlighi bilan standartlardan chegaralangan, ya'ni aylanishlar chastotasi chegaraviy qiymati ayl/min bo'lganda (22.4-jadval) aylanishlar chastotasi bu chegaradan o'tib ketsa, podshipniklarning ishlash muddatiga kafolat berilmaydi.

Podshipniklarni statik yuk ko'taruvchanlik bo'yicha tanlash

Statik yuk ko'taruvchanlik – shunday statik yuklanishki, bunda dumalash jismi diametriga teng bo'lgan 0,0001 qiymat, dumalash element va halqaning umumiy qoldiq deformatsiyalariga mos keladi. Aylanishlar chastotasi $n < 10$ ayl/min bo'lganda, statik yuk ko'taruvchanlik bo'yicha podshipniklar quyidagi shart asosida tanlanadi:

$$C_0/P_0 \quad (22.4)$$

bunda: S_0 – pasportli (katalogli) statik yuk ko'taruvchanlik;

R_0 – ekvivalent statik yuklanish, N:

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a, \quad (22.5)$$

bunda: F_r va F_a – radial va bo'ylama yuklanish;

X_0 va Y_0 – radial va bo'ylama yuklanish koeffitsiyenti, katalogdan

podshipnik turiga, radial va bo'ylama yuklanish nisbatiga qarab tanlab olinadi.

Ekvivalent yuklanishni (22.5) tenglama bilan hisoblab, katalogdan statik yuk ko'taruvchanlik bo'yicha, eng yaqin katta qiymatga ega bo'lgan podshipnik tanlanadi.

Nazorat savollari:

1. Dumalash podshipniklar tug'risida nimalarni eshitgansiz?
2. Qanday dumalash podshipniklarini bilasiz?
3. Dumalash podshipniklr nima uchun yemiriladi?
4. Dumalash podshipniklar qanday tanlanadi?
5. Dumalash podshipniklar qanday belgilanadi?

23-ma'ruza. Vallarning biriktirish muftalari

Reja:

1. Mashinasozlikda ishlatiladigan muftalar. Ularning vazifalari, turlari, konstruksiyalari.
2. Doimiy biriktirilgan muftalar. Ularning konstruksiyasi hisoblash asoslari.
3. Kompensatsiyalovchi muftalar. Ularning tuzilishi va hisoblash asoslari.
4. Elastik muftalar. Ularning ishlatilish sohalari afzalliklari va kamchiliklari. Ularni hisoblash asoslari.
5. Saqlagich muftalar. Ularning tuzilishi. Ishlatilish sohalari, hisoblash asoslari.

Tayanch iboralar va atamalar

Mufta, vazifasi, turlari, konstruksiyalari, doimiy biriktirilgan; kompensatsiyalovchi, elastik, saqlagich muftalar, afzalliklari, kamchiliklari; hisoblash asoslari.

Ma'ruza matni

Vallarning biriktirish muftalari

Mufta turlari

Texnikada val, sterjen, elektr simlari va shu kabi detallarning uchlarini bir-biriga ulash uchun xizmat qiladigan vositalarni muftalar deyiladi. Bunda faqat vallar uchini bir-biri bilan ulaydigan muftalar bilan tanishib chiqamiz. Xuddi shu muftalarning o'zi tishli g'ildiraklar, shkiqlar va shu kabi detallarni valga o'rnatilgan holida ularning uchini bir-biri bilan ulashga xizmat qiladi.

Muftalar quyidagi turlarga bo'linadi: boshqarilmaydigan, boshqariladigan va o'z-o'zini boshqaruvchi (avtomatik).

Boshqarilmaydigan muftalar o'z navbatida, doimiy biriktirilgan,

kompensatsiyalovchi (notekisliklarni to'g'rilovchi) va saqlagich muftalarga bo'linadi. Doimiy biriktirilgan muftalar markazlanib, o'qdosh holiga keltirilgan, vallarning uchlarini o'zaro ulash uchun ishlatiladi. Odatda, vallarni uchlari bunday markazlanib, o'qdosh holda bo'lmaydi, bunga asosiy sabab, detallarni tayyorlashdagi yig'ma birlikni hosil qilish uchun montaj ishlarini bajarishdagi notekisliklardir. Bunday notekisliklarni ish jarayonida to'g'rilash uchun kompensatsiyalovchi muftalar ishlatiladi, ular o'z navbatida qo'zg'aluvchan va elastik muftalarga bo'linadi. Elastik muftalar o'z elemenlari bilan ham bikrlikka ega bo'lgan bo'g'in vazifasini bajaradi, natijada mashinalarni rezonans zonaga kirmasdan ishlashini ta'minlaydi va tebranishdan saqlab qoladi.

Saqlagich muftalar o'ta yuklanish va avariya hollari ro'y berganda, mashina mexanizmlarini sinib ketishdan saqlaydi.

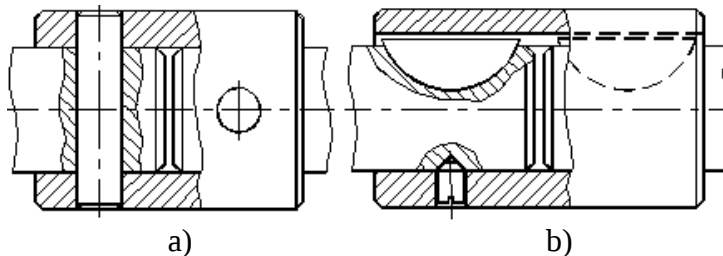
Boshqariluvchi muftalar vallarni yoki vallarga joylashtirilgan detallarni o'zaro birlashtirish yoki ajratish uchun xizmat qiladi. Bunday jarayonlar qo'zg'almas vallarda yoki aylanib turgan vaqtda bajarilishi mumkin. Boshqariladigan element turiga qarab, bunday muftalar mexanikli, elektromagnitli, gidravlik yoki pnevmatik (siqilgan havo)li bo'lishi mumkin.

O'z- o'zini boshqaruvchi (avtomatik) muftalar vallarni yoki vallarga joylashtirilgan detallarni ishlash jarayoniga – tezligiga yoki aylanish yo'nalishiga qarab o'zaro biriktirish yoki ajratish uchun xizmat qiladi.

Doimiy biriktirilgan muftalar

Doimiy biriktirilgan muftalar qo'zg'almas muftalar turkumiga kirib, vallarni o'zaro biriktirish (qo'zg'almas birikmalar) yordamida bajariladi, buning uchun ularni yuqori aniqlik bilan markazlashtirish lozim.

Doimiy biriktirilgan muftalarning eng oddiysi vtulka ko'rinishidagi mufta bo'lib, vallar uchiga vtulka kiritiladi va mufta (23.1,a-rasm), shponka (23.1,b-rasm) yoki shlitsalar vositasida qo'zg'almas qilib mahkamlab qo'yiladi.



23.1-rasm.

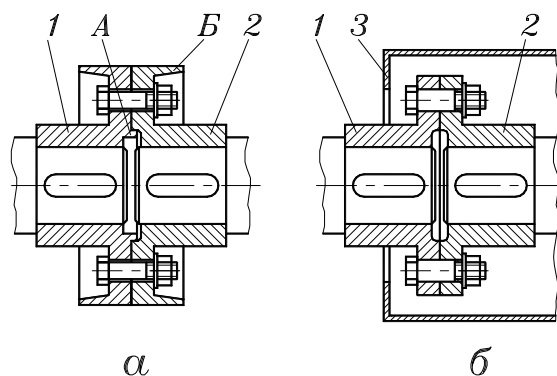
Bunday muftalar tuzilishining oddiyligi va o'lchamlari katta bo'lmasligi bilan ajralib turadi, lekin vtulkani o'rnatish uchun valni o'qi bo'ylab siljitishiga to'g'ri keladi. Shuning uchun ulanadigan vallar diametri 50 mm ga ega bo'lgan katta o'lchamlarga ega bo'lmagan mashina mexanizmlarida

ishlatiladi. Muftalarinng mustahkamligi, asosan, shponkali, shtifli yoki shlitsali birikmalarning chidamliligi hamda vtulkaning mustahkamligi bilan belgilanadi.

Gardishsimon yapaloq muftalar (23.2-rasm) ikkita yarim pallali muftadan iborat, ular o‘zaro birikuvchi vallarga oldindan o‘rnatilgan bo‘lishi mumkin.

Shuning uchun, ular mashinasozlikda vallar diametri chegaralanmagan holda keng ko‘lamda ishlatiladi. Bunday muftalar tuzilishining bir turi 23.2-a rasmda ko‘rsatilgan. Bu mufta boltlar yordamida bo‘shliq bilan o‘rnatilgan bo‘lib, burovchi moment esa ikkala yarim muftaning 1 va 2 boltlar vositasida bir-biriga siqib qo‘yilishidan ularning ajratish sirtida hosil bo‘lgan ishqalanish kuchi hisobiga uzatiladi. Vallarning o‘qdoshligi chapdagi yarim muftani markazlashtiruvchi burtiqga A o‘ng tomondagi yarim muftani teshigiga joylashishi bilan ta‘minlanadi. Texnik xavfsizlikni inobatga olgan holda boltli birikmani boshqarib turgan qismi burtik B yordamida biriktirilgan.

23.2,b-rasmda ko‘rsatilgan gardishli yalpoq muftani ikkita yarim pallali muftalar 1 va 2 bo‘shliqsiz o‘rnatilgan boltlar hisobiga markazlanishi mumkin. Bunday muftalarda burovchi moment, asosan, kesilish va egilishga ishlaydigan bolt sterjenlari hisobiga uzatiladi. Muftalarning xavfsizligi umumiy holatda o‘rash vositasi 3 bilan ta‘minlanadi.



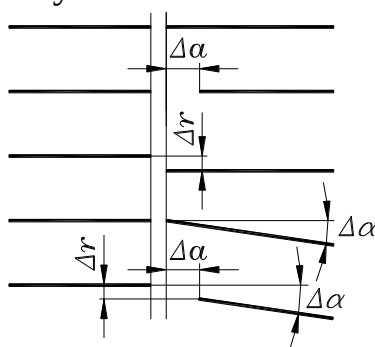
23.2-rasm.

Kompensatsiyalovchi qattiq muftalar

Ko‘pgina sharoitlarda, birlashadigan vallar o‘qining o‘zaro joylanishi juda aniq bo‘lmay, mexanizmlarni yig‘ish va tayyorlashdagi notekisliklar va ularning montaj ishlaridagi xatoliklarga ham bog‘liq bo‘ladi. Vallarni nominal joylashishiga qarab, uch xil og‘ishlar mavjud (23.3-rasm): bo‘ylanma siljish $\Delta\alpha$, radial siljish yoki eksentrisitet Δr , burchakli siljish yoki burilish $\Delta\alpha$.

Ko‘pincha, yuqorida ko‘rsatilgan og‘ishlar birgalikda ishtirok etishi mumkin, u holda umumiy nom bilan «o‘qdosh bo‘lmagan (joylashmagan) vallar» deyiladi. Imkoniyati boricha o‘qdosh joylashmagan vallarni

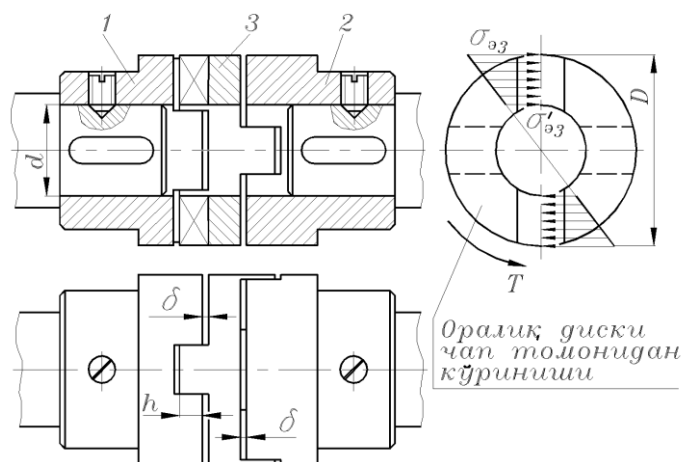
biriktirish uchun kompensatsiyalanuvchi muftalar ishlatiladi.



23.3-rasm.

O'qdosh joylashmagan vallar og'ishini kompensatsiya qilish yarim pallali muftalar orasidagi elementlar yordamida amalga oshiriladi. Oraliqdagi qattiq elementlar kompensatsiyalovchi muftalarda ishlatiladi, oraliqdagi deformatsiyalanadigan elementlar esa elastik muftalarda qo'llaniladi. Elastik muftalar mashinaning yuritma bo'g'inini bikrlilik xususiyatini kamaytirish funksiyasini ham bajaradi.

Mashinasozlikda ko'p ishlatiladigan muftalardan yana biri mushtsimon diskli muftalardir, ayrim hollarda uni ayqashsimon-kulisali deb ham yuritiladi. Bunday muftalarning tuzilishi 23.4-rasmda ko'rsatilgan. Mufta ikkita yarim pallali 1 va 2 muftadan hamda oraliqda joylashgan disk 3 dan iborat.



23.4-rasm.

Mufta ajratish sirtida prizmatik o'yiqlari bo'lgan ikkita yarim muftadan va ular orasidagi o'rnatiladigan hamda ikki tomonida yarim o'yiqlarga joylashadigan o'zaro perpendikulyar qilib tayyorlangan chiziqlari bo'lgan diskdan tuzilgan.

Perpendikulyar tekislikda joylashgan disk va yarimmuftalar orasidagi bo'shlik (23.4-rasmda) esa vallarning o'q bo'ylab, radial va burchak siljishiga olib keladi, natijada bu siljishlar mufta yordamida tekislanadi. Aylanma harakatni uzatish jarayonida diskdagi chiqiqlarning yarim mufta

sirtidagi o'yiqlarda sirpanishi sirtlarning yeyilishiga sabab bo'ladi, bunday holatda uzatilayotgan quvvatning taxminan bir protsentga yaqini yo'qoladi, shuning uchun yeyilishni kamaytirish maqsadida sirtlar vaqti – vaqti bilan moylanib turishi lozim. Odatda, o'qdossh bo'lmagan vallarning radial siljishi $\Delta r \leq 0,04d$, burchak siljishi esa $\Delta \alpha \leq 0^\circ 30'$ orasida chegaralanishi kerak.

Ayqashsimon-kulisali muftalarni mustahkamlikka hisoblashda oraliqdagi disk chiziqlari yarimmufta o'yig'i sirtlari bilan bir tekisda muayyan tegib turadi, deb faraz qilish kerak. Bunday holda har bir o'zaro kontaktda bo'lgan nuqtalarning deformatsiyasi va kuchlanishi mufta o'qiga nisbatan shu nuqtalar oralig'iga proporsionaldir. 23.4-rasmda ko'rsatilgan ezuvchi kuchlanish epyurosi shartli ravishda yon yoqlardagi o'yiqdian diametr tomon surilgan. Mustahkamlik maksimal ezuvchi kuchlanish σ_{EZ} bo'yicha aniqlanadi.

Oraliq diskining muvozanat sharti:

$$Tk = FR_{yp} z,$$

bunda: T – uzatish burovchi momenti;

k – yuklanishning dinamik ta'sirini e'tiborga oluvchi koeffitsient: tinch holatda ishlaydigan bir me'yorli yuklangan mexanizmlar uchun $k = 1$; me'yorsiz yuklangan holda ishlaydigan mexanizmlar uchun $k = 1,1 \div 1,3$; og'ir sharoitda zarb bilan ishlaydigan me'yorsiz yuklangan va harakat yo'nalishi o'zgarib turadigan mexanizmlar uchun $k = 1,3 \div 1,5$.

F – chiziqqa ta'sir etuvchi kuch: $F = hl \sigma_{yp}$;

h – diskdagi chiziqning balandligi (23.4-rasm);

ℓ – chiziqning uzunligi: $l = \frac{D-d}{2}$;

D – muftaning tashqi diametri;

d – muftaning ichki diametri (odatda val diametriga teng);

$\sigma_{O'R}$ – ezuvchi kuchlanishning o'rtacha qiymati (23.4-rasm);

$$\sigma_{yp} = \frac{\sigma_{\sigma\sigma} + \sigma'_{\sigma\sigma}}{2}.$$

Adolatli mutanosiblik bo'lganda, $\sigma_{\sigma\sigma} / \sigma'_{\sigma\sigma} = D/d$, $\sigma'_{\sigma\sigma} = \sigma_{\sigma\sigma} d / D$ bo'ladi. Unda:

$$\sigma_{yp} = \frac{D \sigma_{\sigma\sigma} + d \sigma'_{\sigma\sigma}}{2D} = \sigma_{\sigma\sigma} \frac{D+d}{2D}.$$

$R_{O'R}$ – chiziqning o'rtacha radiusi (o'rtacha diametri yarmisi):

$$R_{yp} = \frac{D+d}{4},$$

z – chiziqlar soni: $z \geq 2$.

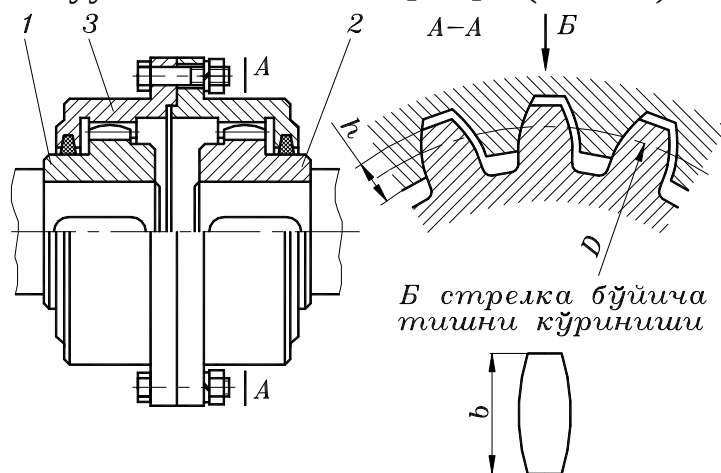
Bu qiymatlarni dastlabki ifodaga qo'yib, muvozanat sharti asosida soddalashtirib, quyidagi tenglikni olamiz:

$$T k = \sigma_{\text{эз}} h \frac{(D+d)^2 (D-d)}{8D}.$$

Bu shartdan ayqashsimon-kulisali muftalarni tekshirishga hisoblash formulasini keltirib chiqaramiz:

$$\sigma_{\text{эз}} = \frac{8kTD}{h(D+d)^2 (D-d)} \leq [\sigma_{\text{эз}}]. \quad (23.1)$$

Ayqashsimon-kulisali muftalarning detallari konstruksion va legirlangan po‘latlardan tayyorlanadi. Bu holda $[\sigma_{\text{EZ}}] = (15 \div 20)$ MPa qabul qilinadi.



23.5-rasm.

Har xil ko‘rinishda bo‘lgan o‘qdosh joylashmagan vallarni kompensatsiyalashda ko‘p ishlatiladigan muftalardan yana biri tishli muftalar hisoblanadi (23.5-rasm).

Shunday mufta 1 va 2 yarim muftadan iborat bo‘lib, tashqi tishlar va ajraluvchi xalqa 3 hamda ikki qatorli ichki tishlardan tashkil topgan. Tishlar evolventaviy bo‘lib, kallagining yuqori qismi kamaytirilgan. Vallarni o‘qdosh emasligini kompensatsiyalash uchun mufta o‘qlararo δ bo‘shliqqa ega va ilashigida oshirilgan radial va yonbosh bo‘shliq bo‘lishi kerak. Undan tashqari, yarim mufta tishlarining gardishlari silindrsimon qilinmay, sferik shaklida, tishlari esa bochkasimon bo‘ladi.

Moment uzatib bo‘lish jarayonida o‘qdosh joylashmagan vallar oralig‘idagi ishchi muftalarning moment uzatib berishi tishlarni o‘zaro sirpanishiga olib keladi. Yeyilish miqdorini kamaytirish uchun qisqich xalqa ichiga suyuq moy quyiladi.

Yarim muftani bochkasimon shakldagi tishlari qisqich xalqani to‘g‘ri tishlari bilan kontaktda bo‘lishi yuqori kinematik juftlikda bo‘ladi, shunday ekan, tishli uzatmalar singari, mufta tishlarini mustahkamlikka hisoblash kontakt kuchlanish bo‘yicha bajariladi. Lekin, xaqiqiy kontakt kuchlanishni aniqlash birmuncha qiyin, chunki tishlarga ta’sir etayotgan kuchlarning qiymati, yo‘nalishi hamda o‘rni sharoitga qarab o‘zgarib turadi. Undan tashqari,

tishlar kontaktda ishlangandan so'ng, uning yuzalari sezilarli darajada kattalashadi. Shuning uchun, bu muftalarga hisoblashni shartli usuli bilan almashtiriladi, hisoblashdagi aniqsizliklar ruxsat etilgan kuchlanishlarni amaliyot jarayoniga asoslanagan holda tanlash bilan kifoyalaniladi.

Bu holda mustahkamlik sharti quyidagi ko'rinishda bo'ladi:

$$Tk = \sigma_{\text{zz}} b h z \frac{D}{2},$$

bunda: T – uzatiladigan burovchi moment;

k – dinamik yuklanish koeffitsiyenti;

b – tish uzunligi (17.5-rasm);

z – tishlar soni;

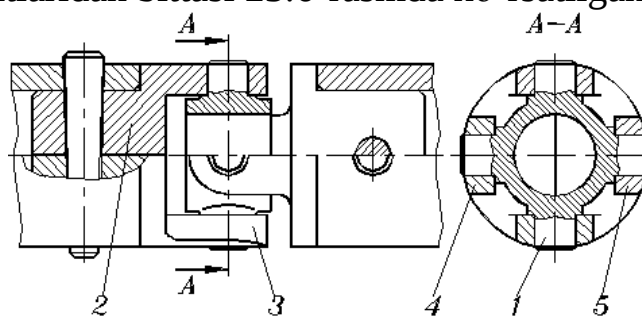
D – tishlarni bo'luvchi diametri.

D q mz ni hisobga olgan holda va tishning foydali balandligi haqiqiy tuzilmalarda h q $1,8 m$ bo'lganda, mustahkamlikning shartli formulasi quyidagi shaklda bo'ladi:

$$\sigma_{\text{zz}} = \frac{Tk}{0,9D^2 b} \leq [\sigma_{\text{zz}}]. \quad (23.2)$$

Tishli muftalarning detallari konstruksion va legirlangan po'latlardan tayyorlanadi. Bunda $[\sigma_{\text{EZ}}]$ q (12 4 15) MPa qabul qilinadi.

Yuqorida tanishib chiqilgan kompensatsiyalovchi muftalardan tashqari texnikada keng ko'lamda ishlatiladigan muftalardan yana bittasi- butsimon-sharnirli muftalar bo'lib, tuzilishi kardon sharnirga asoslanagn (Guk sharniri). Montaj kamchiliklarini kompensatsiyalovchi muftalardan farqi, butsimon-sharnirli muftalar mashinani tuzilmasida inobatga olingan burchak o'qdoshligi $(30 \div 40)^\circ$ ga mos kelmagan vallarni biriktirish uchun ishlatiladi. Butsimon-sharnirli muftalar transport va texnologik mashinalarda ishlatiladi, ularning ayrim tuzilmalari standartlashtirilgan. Bunday muftalarning tuzilish imkoniyatlaridan bittasi 23.6-rasmda ko'rsatilgan.



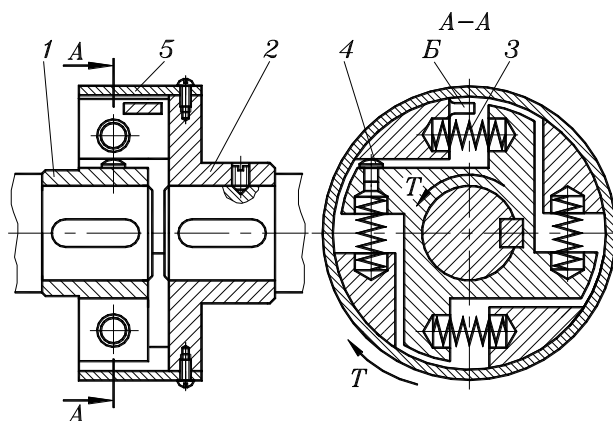
23.6-rasm.

Butsimon palla 1 o'zaro perependikulyar (tik) tekislikdagi yarim mufta bilan sharnirli bog'langan. Butsimon pallali yarim muftalar bilan biriktirishni yarim muftalarning ikkita yarim bo'laklardan 2, 3 va 4, 5 yarim muftalar valga shtiftlar yordamida biriktirilgan.

Elastik muftalar

Agar kompensatsiyalovchi muftalarning oraliqdagi elementi elastik bo'lsa, bunday muftalarni elastik muftalar deyiladi. Ular vallar o'qdoshligi qat'iy bo'lish yoki bo'lmasligiga qaramasdan, hamma notekisliklarni to'g'rilaydi (kompensatsiyalaydi). Elastik muftalar o'z elementlari bilan yuritmada kam bikirlikka ega bo'lgan bo'g'in vazifasini ham bajarib, mashinalarning imkoniyati boricha rezonans sharoitda ishlamasligini ta'minlaydi, tebranishdan saqlaydi. Buning uchun muftalarni elastik elementi yetarli darajada bikirlikka ega bo'lishi kerak. Bu to'g'rida hisoblashga zarur bo'lgan ma'lumotlar «Mashina va mexanizmlar nazariyasi» kursida berilgan.

Elastik muftalarning tuzilishi har xil ko'rinishda uchraydi. Elastik element materiallariga qarab bu muftalar ikki turga bo'linadi: elastik elementlari metalli va metallmas.



23.7-rasm.

Elastik elementi metall simdan o'rab tayyorlangan silindr- simon prujinali elastik mufta 23.7-rasmda ko'rsatilgan. Mufta yetaklovchi 1 va yetaklovchi 2 yarim muftalardan iborat bo'lib, shponka yordamida valga mahkamlangan (Boshqa variantda bo'lishi ham mumkin: yetaklovchi 2, yetaklovchi 1). Yarim muftalar shunday tayyorlanganki, ular orasidagi maxsus teshikka oldindan siqilishga ishlaydigan qilib, deformatsiyalangan to'rtta prujinalar 3 joylashtiriladi.

Biror burchakda joylashgan yarim muftaning dastlabki holati cheklagich 4 bilan aniqlanadi. Prujina deformatsiyalangandan keyin yarim muftaning nisbatan burilish imkoniyati yarim mufta 2 ga o'rnatilgan cheklagich B bilan belgilanadi. Mufta tashqi tomondan saqlagich 5 bilan berkitilgan. Prujina dastlabki siquvchi kuch F_1 ta'sirida T_1 moment bilan yuklangunga qadar bu mufta yetarli bikirlikdagi kompensatsiyalovchi muftalar singari ishlaydi. T_1 moment quyidagicha aniqlanadi:

$$T_1 = F_1 R z, \quad (23.3)$$

bunda: R – prujina joylashgan teshik radiusi.

z – prujinalar soni.

Agar uzatiladigan burovchi T moment T_1 dan katta bo'lsa, u holda mufta doimiy o'zgarmas bikrlilikda elastik mufta singari ishlaydi. Pруjina o'ramlari buralishga, shu bilan birga, prujina yelkasidagi bo'ylama kuch bilan prujina diametrini yarmini tengligi burovchi momentga mos keladi, shuning uchun, prujinaning mustahkamlik sharti quyidagicha ifodalanadi:

$$F \frac{D}{2} = \frac{\tau W_p}{k_B}, \quad (23.4)$$

bunda: F – prujinani siquvchi bo'ylama kuch:

$$F = \frac{T_{\max}}{R}, \quad (23.5)$$

bunda: $T_{\max}$ – mufta orqali uzatiladigan moment;

D – prujina o'rta diametri;

τ – prujina o'ramlaridagi burovchi kuchlanish;

W – prujina o'ramining ko'ndalang kesim qarshilik momenti.

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16}, \quad (23.6)$$

bunda: d – prujina simining diametri.

k_B – o'ramlar egiluvchanlik ta'sirini hisobga oluvchi koeffitsient. Bu koeffitsient 23.1-jadvalda ko'rsatilgan.

23.1-jadval

D/d	4	5	6	8	10	12
k_B	1,37	1,29	1,24	1,17	1,14	1,11

(23.5) va (23.6) ni (23.4) ga qo'yib va T ga nisbatan yechilsa, prujinalar soni z ga teng bo'lgan muftalar uchun prujinani tekshirishga hisoblash formulasi kelib chiqadi:

$$\tau = \frac{8DT_{\max}k_B}{\pi d^3 Rz} \leq [\tau]. \quad (23.7)$$

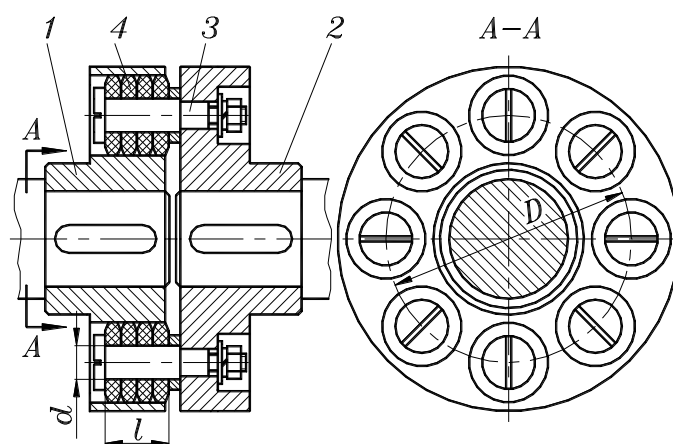
Pруjinani tayyorlash uchun maxsus prujinali po'latlar (po'lat 65G) ishlatiladi. Ularning turlariga qarab ruxsat etilgan kuchlanish $[f]$ q (500 ÷ 900) MPa oraliqda olinadi.

Elastik elementli metallmas materiallardan tayyorlangan kompensatsiyalovchi muftalardan nisbatan ko'p ishlatiladigani vtulka barmoqli muftadir (23.8-rasm). Bunday muftalar, tayyorlash soddaligi va rezina elementlarini almashtirish qiyin emasligi hisobiga, ko'pincha elektr dvigatelning vali bilan yuritma valini biriktirish uchun ishlatiladi. Kichik va o'rta qiymatli buruvchi momentlarni uzatib berish uchun mo'ljallangan. Vallarning diametri 150 mm gacha va uzatib berish momentlari 15000 Nm gacha bo'lgan mufta o'lchamlari standartlashtirilgan.

Kesimi trapetsiya 4 shaklida bo‘lgan bir necha rezinali xalqa barmoq 3 ga joylashtirilib, yarim mufta 2 ga mahkamlangan bo‘ladi (23.8-rasm). Bu xalqalar yarim mufta 1 teshigiga kiritiladi. Bunday muftalar yuritmaning kam bikrlilik bo‘g‘ini sifatida xizmat qiladi va o‘qdosh joylashmagan vallarni quyidagi oraliqda kompensatsiya qiladi: o‘q bo‘ylab siljish $Db \leq 18$, buralish $Da = (1\ 4\ 5)$ mm, $Dr = (0,3\ 4\ 0,6)$ mm.

Tanlab olingan muftalarning mustahkamligini tekshirib ko‘rishda rezina xalqaning barmoqqa tegib turgan yuzasi bo‘yicha egilishga hisoblanadi. Bunda shuni hisobga olish kerakki, barmoqlar tekis yuklangan, eguvchi kuchlanish esa vtulka uzunligi bo‘yicha bir me‘yorida taqsimlangan. Tekshiruv formulasi quyidagi ko‘rinishda bo‘ladi:

$$\sigma_{\sigma_3} = \frac{2Tk}{Dzdl} \leq [\sigma_{\sigma_3}], \quad (23.8)$$



23.8- rasm

bunda: T – uzatiladigan burovchi moment;

k – dinamik yuklanish rejimini hisobga oluvchi koeffitsient;

D – barmoqlar joylashgan aylananing diametri;

z – barmoqlar soni;

d – barmoqlar diametri (23.8-rasm);

l – barmoqlar uzunligi (23.8-rasm).

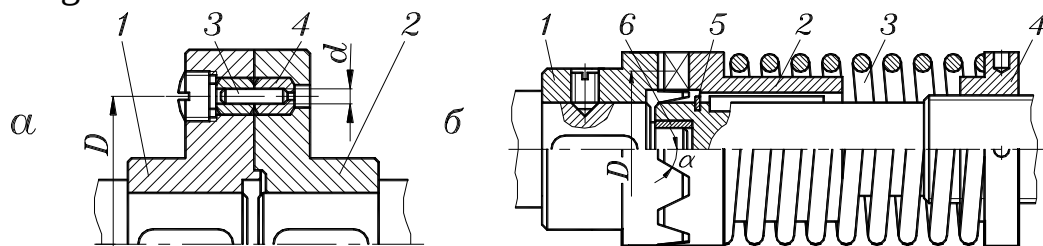
Rezinalar uchun ruxsat etilgan kuchlanishning qiymati uchun $[\sigma_{EZ}] = (1,8 \div 2)$ MPa ni qabul qilish tavsiya etiladi.

Saqlagich muftalar

Saqlagich muftalar, o‘ta yuklanish natijasida avariya (buzilish) holatiga tushib qolgan mexanizmlarning kinematik zan-jirlarini himoya qilish uchun xizmat qiladi, ya’ni bu muftalar vallarni bir-biridan (avtomatik) ajralishiga imkon yaratadi. Bunday muftalar ikki turga bo‘linadi. Kesuvchi elementli saqlagich muftalar va sinib ketadigan elementi bo‘lmagan saqlagich muftalar. Saqlagich muftalar faqat o‘qdosh vallarga o‘rnatilishi mumkin, bunda vallar mufta o‘rnatilishidan oldin yoki shu muftalar orqali markazlash-

tiriladi.

23.8,a-rasmda, sinib ketadigan elementi bor muftaning tuzilishi ko'rsatilgan.



23.8-rasm.

Burovchi moment yarim muftalar 1 va 2 aro shtift 3 orqali uzatib beriladi. Bu shtift o'ta yuklanishda sinib ketadi. Avariya holatidan so'ng muftani ishga tushirish uchun shtift almashtirilishi lozim. Toblangan vtulka 4 shtiftlarning almashtirilishini yengillashtiradi.

Shtiftning mustahkamlik sharti:

$$Tk = \frac{z}{K_z} \frac{D}{2} \frac{\pi d^2}{4} \tau, \quad (23.9)$$

bunda: T – uzatiladigan moment;

k – dinamik yuklanish koeffitsiyenti;

z – shtift sonlari; amaliyotda z q 1 yoki z q 2 qilib olinadi;

K_z – shtiftlararo yuklanishning teng taqsimlanmaganini bildiruvchi koeffitsient; z q 1 bo'lganda K_z q 1;

$z = 2$ bo'lganda K_z q 1,2;

D – shtiftlarni joylashish diametri;

d – shtift diametri;

τ – shtiftning kesuvchi kuchlanishi.

(23.9) formuladagi uzatilayotgan moment T ni chegaraviy moment $T_{\max}$ bilan (bu holda shtift hali buzilmagan) va kesuvchi kuchlanish τ ni ruxsat etilgan kuchlanish $[\tau]$ bilan almashtirsak, shtift diametrini aniqlash ishchi formulasini olamiz:

$$d = \frac{8TkK_z}{\pi z D [\tau]}. \quad (23.10)$$

Ruxsat etilgan kuchlanish $[\tau]$ qiymatini shtift materialini kesilishdagi mustahkamlik chegarasiga teng deb hisoblanadi. Normallashtirgan konstruksion po'latdan tayyorlangan shtiftlar uchun $[\tau]$ q (300 ÷ 400) MPa.

Siqmaydigan elementlik saqlagich muftalar avariya holatidan keyin o'zining ishlash qobiliyatini tiklash uchun vaqt talab qilmaydi, ular har doim ishga tayyor. Kulachokli saqlagich muftaning tuzilishi 23.9-rasmda ko'rastilgan.

1 va 2 yarim muftalar trapetsiya shakldagi kulachoklar bilan

ta'minlangan. 1 yarim mufta valga jips mahkamlangan, 2 yarim mufta esa qo'zg'aluvchan shponkali birikma hisobiga val o'qi bo'ylab siljishi mumkin. Yarim muftalar kulachoklarini o'zaro ilashishi prujina 3 bilan ta'minlanadi va 4 gayka orqali bu kuch rostlanadi. Yarim mufta 2 ning chapga siljishi to'xtatgich xalqa 5 bilan chegaralangan, bu chegaralanish yarim muftani oldindan valdagi montaji uchun zarur. Vallarning o'qdoshligi markazlashtiruvchi vtulka 6 orqali amalga oshiriladi.

Burovchi moment uzatishda kulachokli ilashmada o'q bo'ylab yo'nalgan kuch paydo bo'ladi, bu kuch yarim muftani ajratishga va ilashmadan chikarishga harakat qiladi. Bunda kulachok sirtlaridagi prujina va ishqalanish kuchi va qo'zg'aluvchan shponkali birikma harakati qarshilik ko'rsatadi. Muhandislik hisoblashlarida ishqalanish kuchini hisobga olmaslik mumkin, chunki tebranish bu kuchlarni susaytiradi. Unda prujinalashtirilgan yarim muftaning muvozanat sharti quyidagi ko'rinishda bo'ladi:

$$F = \frac{2Tk}{D} \operatorname{tg} \alpha, \quad (23.11)$$

bunda: F – prujina kuchi;

T – uzatiladigan burovchi moment;

k – dinamik yuklanish ko'effitsiyenti;

D – muftalarning o'rtacha diametri;

α – mushtlarning to'mtoqlashgan burchagi.

(23.11) shart maksimal uzatib beriladigan momentga qarab prujina tanlash uchun xizmat qiladi. Mushtli saqlagich muftalarni ishlatishda quyidagi omillarni hisobga olib qo'yish zarur deb hisoblanadi. Ma'lumki, o'ta yuklanishda muftalarning ishga tushishi kulachoklarni o'zaro zarb bilan harakatlanishiga va ishqalanishini jadallashtirishga olib keladi, shuning uchun, bunday muftalarni konstruksiyasiga qo'shimcha ravishda yuritma dvigatelini o'chirish uchun moslamalar mo'ljallanishi kerak.

Friksion saqlagich muftalar (diskli yoki konussimon) shovqinsiz siyqalanib boradi. Lekin yeyilish darajasini kamaytirish uchun vaqt-vaqti bilan yuritma dvigatelni o'chirib turish kerak. Diskli saqlagich muftalarning hisobi boshqariladigan ulovchi muftalarga o'xshash bo'lganligi uchun, u bilan quyidagi mavzuda tanishamiz.

Nazorat savollari:

1. Mashinasozlikda ishlatiladigan muftalarning vazifalari?
2. Doimiy biriktirilgan muftalar qanday hisoblanadi?
3. Kompensatsiyalovchi muftalarning tuzilishi va hisoblash asoslari nimalardan iborat?
4. Elastik muftalarning ishlatilish sohalari afzalliklari va kamchiliklari?
5. Saqlagich muftalarning ishlatilish sohalari?

Foydalanilgan adabiyotlar:

1. [MACHINE DRAWING Dr, K.L, Narayana Dr. P. Kannaiah K. Venkata Reddy **ISBN (13) : 978-81-224-2518-5** Copyright © 2006 New Age International (P) Ltd., Publishers Published by New Age International (P) Ltd., Publishers
2. Тожибоев Р.Н. Машина деталлари. Ўқув қўлланма. – Т: Ўқитувчи, 1999. – 268 б.
3. Иванов М.Н. Детали машин. Учебное пособие. – М.: Высшая школа, 1991. – 382 с.
4. Решетов Д.М. Детали машин. Учебное пособие. – М.: Машиностроение, 1989. – 360 с.

Mundarija:

1-ma’ruza. Kirish. Fanning asosiy maqsadi va vazifalari. Mashinalar va mexanizmlar haqida asosiy tushunchalar. Mexanizmlarning strukturaviy tahlili. Kinematik juftning klassifikatsiyasi.....	3
2-ma’ruza. Oddiy sterjenli mexanizmlar kinematikasi	10
3-ma’ruza. Mexanizmlar nazariyasi. Tekis sterjenli mexanizmlar. Tuzulishning xususiyatlari.....	18
4-ma’ruza. Oddiy sterjenli mexanizmlar kinematikasi. Tezlik va tezlanish rejalari.....	26
5-ma’ruza. Krivoship-koromisloli va krivoship-kulisali mexanizmning tezlik va tezlanish rejasi.....	38
6-ma’ruza. Sterjenli mexanizmni kuchga hisoblash.	47
7-ma’ruza. Kirish. Kulachokli mexanizmlar. Turlari, geometriyasi va kinematikasi	54
8-ma’ruza. Mashina detallari fanining mazmuni, maqsad va vazifalari...	62
9-ma’ruza. Birikmalar. Payvand birikmalarning tuzilishi va mustahkamlikka hisoblash.....	66
10-ma’ruza. Parchin mixli birikmalar	73
11-ma’ruza. Rezbali birikmalar	79
12-ma’ruza. Rezbali birikmalarni hisoblash	90
13-ma’ruza. Shponkali va shlitsali birikmalar	94
14-ma’ruza. Mexanik uzatmalar. Zanjirli uzatmalar	104
15-ma’ruza. Tasmali uzatmalar.....	111
16-ma’ruza. Tishli g‘ildirakli uzatmalar	121
17-ma’ruza. Tug‘ri tishli uzatmalarni mustahkamlikka hisoblash	129
18-ma’ruza. Qiya tishli silindrsimon va konussimon g‘ildirakli uzatmalar.....	139
19-ma’ruza. Chervyakli uzatmalar.....	149
20-ma’ruza. Vallar va o‘qlar	158
21-ma’ruza. Podshipniklar. Sirpanish podshipniklari.....	167
22-ma’ruza. Podshipniklar. Dumalash podshipniklari	175
23-ma’ruza. Vallarning biriktirish muftalari.....	182
Foydalanilgan adabiyotlar	194

**Sherzod Sobirovich Fayzibayev
Sherali Ibragimovich Mamayev
Shukurali Ehsonovich Tursunov
Sardor Gafurjanovich Inagamov
Abdusaid Abduraimovich Yuldashov**

**MASHINA ELEMENTLARINI
LOYIHALASHTIRISH**

O‘quv qo‘llanma

Muharrir: Sh.A.Utanova
Texnik muharrir va sahifalovchi: M.X.Tashbaeva

Nashrga ruxsat etildi 01.04.2019 y.
Qog‘oz bichimi 60×84/16. Hajmi 12,3 b.t.
Adadi 30 nusxa. Buyurtma № 3-13/2017
ToshTYMI bosmaxonasida chop etildi
Toshkent sh., Odilxo‘jayev ko‘chasi,1

Toshkent temir yo‘l muhandislari instituti, 2017 y.