

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

**ABU RAYHON BERUNIY NOMIDAGI
TOSHKENT DAVLAT TEXNIKA
UNIVERSITETI**



**MEXANIZM VA MASHINALAR
NAZARIYASI**

O'QUV QO'LLANMA

Toshkent – 2006

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

**ABU RAYHON BERUNIY NOMIDAGI
TOSHKENT DAVLAT TEXNIKA
UNIVERSITETI**

KARIMOV R.I., SALIYEV A.

**MEXANIZM VA MASHINALAR
NAZARIYASI**

O'QUV QO'LLANMA

Toshkent – 2006

KIRISH

Zamonaviy talablarga javob beradigan mexanizm va mashinalar yaratish vaqt talabidir. Uni hal qilish fundamental va amaliy fanlarning yutuqlarisiz bajarib bo'lmaydi. Mashina va mexanizmlar talabalar uchun matematika bilan mexanika orasidagi ko'prik vazifasini o'taydi. Bu fanda matematika fanining oxirgi yutuqlariga asoslanib kinematika, dinamika va mexanizmlar sintezi muammolarini EHM yordamida hal qilinadi.

Shunday qilib «Mexanizm va mashinalar nazariyasi» fani mashina va mexanizmlar harakatini nazariy tomondan talqin qilib beradi.

Insoniyat o'zining rivojlanish ibtidosidan boshlab oddiy mexanizmlar yarata boshlagan. Masalan, Leonardo da Vinchi (1452-1519) birinchi bo'lib to'qimachilik dastgohlarini, bosmaxona va yog'ochni qayta ishlovchi mexanizmlarni yaratdi.

Italiyalik shifokor va matematik D.Kardon (1501-1576) tegirmon va soat mexanizmlarini yaratdi.

Fransuz G.Amonton (1663-1705) va Sh.Kulon (1736-1806) jahonda birinchi bo'lib ishqalanish kuchini aniqlash yo'llarini ko'rsatdilar.

Umumiy mexanika bilan bir qatorda uning ajralmas qismi bo'lgan mexanizm va mashinalar nazariyasi ham rivojlana boshladi. U asosan XIX asr boshlarida «Amaliy mexanika» nomi bilan, so'ngra esa alohida fan tariqasida mexanizmlarni tuzilishini, kinematikasini va dinamik masalalarini tahlil qila boshladi. Faqat XIX asr o'rtalarida, asosan P.L.Chebishev (1821-1879) tomonidan mexanizmlarni loyihalash (sintez) masalalari rivojlana boshladi. Mexanizmlar sintezi masalasida asosan tishli g'ildiraklar profillarini aniqlash metodi T.Olivye (1793-1858) tomonidan yaratildi.

Ingliz olimi R.Villis (1800-1875) tekislikdagi o'zaro ilashishga ega bo'lgan tishli g'ildiraklarni asosiy teoremasini, planetar mexanizmlar uchun analitik hisoblar uslublarini ko'rsatib berdi.

Nemis olimi F.Rele (1829-1905) mexanizmlar tuzilishi, sintezning grafik uslublarini yaratib berdi.

Rus olimi L.V.Assur (1878-1920) ko'p bo'g'inli tishli mexanizmlarni tuzilish qonuniyatlarini yaratdi.

«Mexanizm va mashinalar nazariyasi» fan sifatida rivojlanishiga akademik I.I.Artobolevskiy (1905-1977) katta hissa qo'shdi.

O'zbekiston Respublikasida «Mexanizm va mashinalar nazariyasi» fanining rivojiga akademiklar M.T.O'rozboyev, X.X.Usmonxodjayev va ularning ko'p sonli shogirdlari katta hissa qo'shdilar. Masalan, professorlar G'.Sh.Zokirov, Sh.U.Raxmatkariyev, A.D.Djurayev, Sh.P.Alimuxamedov, R.I.Karimov va boshqalar.

Bu ishlar ichida paxtachilik kompleksiga kiruvchi mashinalar nazariyasi va birinchi navbatda paxta terish mashinalari ishchi apparatining yaratilishi tahsinga loyiqdir.

Toshkent davlat texnika universiteti "Materiallar qarshiligi, mexanizm va mashinalar nazariyasi" kafedrasida qilingan ishlardan asosiylaridan biri yangi zamonaviy texnika va texnologiyalarga asoslangan darsliklar yaratishdan iboratdir. Bu darsliklarda zamonaviy mexanizmlar va ularni hisoblashda EHM dan foydalanish uchun dasturlar keltirilgan.

Mazkur o'quv qo'llanmada mexanizm va mashinalarning umumiy nazariyalari keltirilgan. «Mexanizm va mashinalar nazariyasi» fani quyidagi asosiy boblardan tashkil topgan:

- *mexanizmlarning tuzilish tahlili;*
- *mexanizmlarning kinematik tahlili;*
- *mexanizmlarning dinamik tahlili;*
- *ishqalanish;*
- *kulachokli mexanizmlar;*
- *tishli mexanizmlar;*
- *mexanizmlar sintezi;*
- *avtomatik mashinalar nazariyasi.*

I BOB. MEXANIZM VA MASHINALARNING TUZILISH TAHLILI

1.1. «Mexanizm va mashinalar nazariyasi» fanining o'rganadigan obyektlari va uning hal qiladigan masalalari

«Mexanizm va mashinalar nazariyasi» fani o'ziga xos fan bo'lib, u mexanizmlar va mashinalarning tuzilishini, kinematikasini, dinamikasini hamda yangi mexanizmlarni yaratish usullarini (sintezini) o'rganadi.

Mexanizm deb bir yoki bir necha jismlar harakatini boshqa jismlarning maqsadga muvofiq harakatiga o'zgartiruvchi jismlar tizimiga aytiladi.

Mexanizmlar asosan quyidagi ko'rinishlarga ega:

- yurituvchi va o'zgartiruvchi mexanizmlar;
- o'tkazuvchi va uzatuvchi mexanizmlar;
- ish bajaruvchi mexanizmlar;
- boshqaruvchi, tekshiruvchi va ta'minlovchi mexanizmlar;
- ta'minlovchi, siljituvchi, saralovchi mexanizmlar;
- tayyor mahsulotni hisoblash, tarozida tortish va o'rash mexanizmlari.

Yurituvchi yoki o'zgartiruvchi mexanizmlar har xil ko'rinishdagi energiyani mexanik ishga aylantiradi. O'zgartiruvchi mexanizmlar esa mexanik ishni boshqa bir ko'rinishdagi energiyaga aylantirib beradi. Yurituvchi mexanizmlarga ichki yonish dvigatellari kiradi. O'zgartiruvchi mexanizmlarga nasoslar, generatorlar, kompressorlar kiradi.

O'tkazuvchi mexanizmlarga dvigatel harakatini ish bajaruvchi yohud texnologik mashinalarga o'tkazish vazifasi yuklatiladi. Ular asosan dvigatellarning aylanish o'qi tezligini ishlovchi mexanizmlar aylanish o'qlari tezligiga moslab beradi.

Ish bajaruvchi mexanizmlar zimmasiga asosan ishlov berilishi kerak bo'lgan obyektga bevosita ta'sir etib uning shaklini, holatini, xususiyat va tarkibini o'zgartirish yuklatiladi.

Boshqaruvchi, tekshiruvchi va ta'minlovchi mexanizmlar zimmasiga ishlanishi kerak bo'lgan obyektlarning shaklini ta'qib qilish yuklatiladi.

Ta'minlovchi, siljituvchi, saralovchi mexanizmlar vazifasiga ishchi mashinalarni xomashyo bilan ta'minlash, ularni bir joydan, ikkinchi joyga ko'chirish, xomashyolarni o'lchamlariga qarab saralash va h.k lar kiradi.

Tayyor mahsulotlarni hisoblash, tarozida tortish va o'rash mexanizmlari zimmasiga donalab tayyorlangan mahsulotlarni hisoblash, o'rash va vaznini o'lchash kabi mas'uliyatli ishlar yuklatiladi.

Mashinalar mexanikasi ikki bo'limdan tarkib topgan bo'lib, birinchisi «Mexanizmlar nazariyasi», ikkinchisi «Mashinalar nazariyasi» deb yuritiladi.

Mexanizmlar nazariyasida – zamonaviy mashina asboblarning mexanizmlari, ularning umumiy nazariyasi, kinematikasi va dinamikasi o'rganiladi.

Mashinalar nazariyasida – mashinani tashkil etgan mexanizmlar o'rganiladi, mashinalarning tuzilishi va mexanizmlar orqali mashinalar yaratish qonun va qoidalari ko'rib chiqiladi.

Mashinalar mexanikasini o'rganish avvalo mexanizmlar nazariyasini, so'ngra esa mashinalar nazariyasini o'rganishdan boshlanadi.

1.2. «Mexanizm va mashinalar nazariyasi» fanining asosiy tushunchalari va ta'riflari

«Mexanizm va mashinalar nazariyasi» fanini o'rganish uning muammolarini hal qilishni ta'kidlaydi. Bu fanning muammolarini ikki xil guruhga bo'lish mumkin:

Birinchi guruh muammolar mexanizmlarning tuzilishini, kinematik va dinamik xususiyatini tekshirishga, ya'ni mexanizmlar tahliliga bag'ishlangan;

• Ikkinchi guruh muammolari esa mexanizmlarning berilgan tuzilishiga, kinematik va dinamik xususiyatlariga ega bo'lgan hamda talab qilingan qonun bo'yicha harakat qiluvchi mexanizmlar yaratishga, ya'ni mexanizmlar sinteziga bag'ishlangan.

Mexanizmlar – qism, bo'g'in va kinematik juftlardan tashkil topgandir. Mexanizmlarning asosini detallar tashkil etadi.

Detal deb yig'uv uslublarisiz ishlab chiqilgan mashina yoki mexanizmning qismiga aytiladi.

Bo'g'in – bir yoki bir nechta detallarning mustahkam birikmasidir.

Detallarga misol qilib bolt, gayka, porshen, shatun va h.k larni keltirish mumkin.

Bo'g'inlarga esa porshen, shatun, rama va h.k larni keltirish mumkin.

Bo'g'inlar, jumladan detallar ham mexanizm yoki mashinalarda tutgan o'rinlariga qarab qo'zg'almas yoki qo'zg'aluvchan bo'lishi mumkin. Masalan, shatunni olib qaraylik. Bu bo'g'in bir necha detallarning mustahkam birikmasidan iboratdir. Bu detallarning hammasi birikib, birikma holatida harakat qiladi va qo'zg'aluvchan bo'g'inni tashkil etadi.

Mashina va mexanizmlardagi hamma qo'zg'almas detallar birgalikda qo'zg'almas bo'g'inni tashkil etadi. Masalan, dvigatel tanasi, mashinaning ramasi va h.k.

Shunday qilib mashinalar qo'zg'aluvchan va qo'zg'almas bo'g'inlardan iboratdir. Mashina tarkibidagi qo'zg'aluvchan bo'g'inlar qo'zg'almas bo'g'inlar bilan o'zaro birikadi.

Ikki bo'g'inning o'zaro nisbiy harakatchan holatda birikishi *kinematik juft deyiladi*. Bu holatda ikkita qo'zg'aluvchan bo'g'in o'zaro birikishi ham mumkin.

Kinematik juft hosil qiluvchi juftlar o'zaro birikish nuqtalari, chiziqlari yoki sirtlari *kinematik juftlarning elementlari deyiladi*.

Kinematik juft orqali birikkan bo'g'inlar yig'indisi *kinematik zanjir deyiladi*. Masalan, ichki yonish dvigatellarida tirsakli val shatun bilan, shatun esa porshen bilan kinematik juftlar orqali birikadi.

Demak, har bir mexanizm asosini kinematik zanjirlar tashkil etadi. Lekin, hamma kinematik zanjirlar ham mexanizm bo'la olmaydi, chunki mexanizm ma'lum bir qonuniyatga

binoan harakatlanishi kerak va biron-bir maqsadga mo'ljallangan bo'lishi kerak.

Shunday qilib, *maqsadga muvofiq ravishda harakat qiladigan kinematik zanjirlargina mexanizm bo'la oladi.*

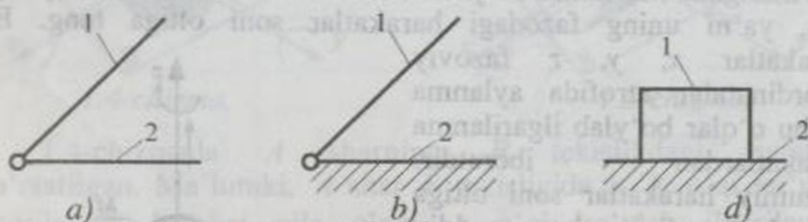
1.3. Kinematik juftlar va ularning sinflari

Ma'lumki, ikkita bo'g'inning o'zaro harakatchan holatda birikishiga *kinematik juft deyiladi.*

Bu kinematik juftlar xilma-xildir. Ularning tabiatiga qarab kinematik juftlar haqida hukm yuritilishi mumkin. Kinematik juftlar ustida eng birinchi ilmiy ishlardan bittasi nemis olimi Frans Reloga mansubdir. U kinematik juftlarni XVII asr boshlarida ularning birikish elementlariga qarab ikki sinfga bo'ladi:

- quyi kinematik juftlar;
- oliy kinematik juftlar.

Quyi kinematik juftlar birikish elementlari sirt yoki tekisliklardan iborat bo'lgan bo'g'inlar birikmasidir. Quyi kinematik juftlar quyidagicha (1.1-chizma) tasvirlanadi:

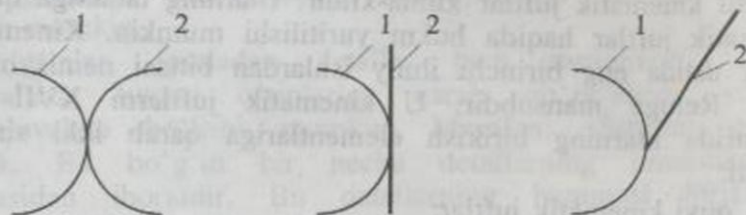


- a), b) aylanma harakatlanuvchi kinematik juft;
d) ilgarilanma harakat qiluvchi kinematik juft.

Oliy kinematik juftlar birikish elementlari nuqta yoki chiziqlardan iborat bo'lgan juftlardir. Oliy kinematik juftlar quyidagicha ifodalanadi (1.2-chizma):

Yuqorida keltirilgan kinematik juftlar ularni hosil qilgan bo'g'inlarning birikish elementi shakliga bog'liq bo'lib, mazkur

bo'g'inlarning nisbiy harakatlarini e'tiborga olmaydi. Lekin kinematik juftlar mashina yoki mexanizm tarkibini asosini tashkil etar ekan, ular har doim o'zaro nisbiy harakatda bo'ladilar. Shuning uchun ularning nisbiy harakatlariga qarab sinflarga ajratish e'tiborga molikdir. Bunday tasnif akademik I.I. Artobolevskiyga mansub bo'lib, uning ta'biri bo'yicha kinematik juftlarning sinflari ularning nisbiy harakatlariga qo'yilgan cheklanishlar soniga tengdir. Cheklanishlar soni kinematik juftlarni tashkil etgan bo'g'inlarning elementlariga qarab turlicha bo'ladi.

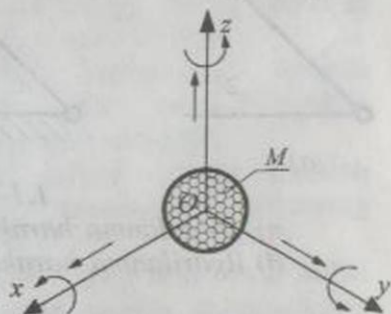


1.2-chizma.

Kinematik juftlarda mavjud bo'ladigan cheklanishlarni ko'rib chiqamiz. 1.3-chizmada qattiq jismning fazodagi holati tasvirlangan. Ma'lumki M jism fazoda oltita erkinlik darajasiga ega, ya'ni uning fazodagi harakatlar soni oltiga teng. Bu harakatlar x , y , z fazoviy koordinatalar atrofida aylanma va bu o'qlar bo'ylab ilgarilanma harakatlardan iboratdir. Umumiy harakatlar soni oltiga teng bo'lganligi uchun moddiy jism M ning erkinlik darajasi oltiga teng deb qabul qilinadi.

Lekin mexanizm va mashinalar tarkibida moddiy jism emas, kinematik juftlar mavjuddir. Har bir kinematik juft o'ziga xos ikkita moddiy jism, ya'ni bo'g'inlarning birkishidan tarkib topgan.

Demak, kinematik juftlarda qandaydir erkinliklar sun'iy ravishda yo'q qilingan yoki cheklangan.



1.3-chizma.

Shunday qilib, kinematik juftning erkinlik darajasi quyidagicha aniqlanadi.

$$H = 6 - S,$$

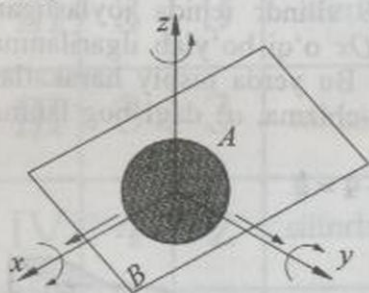
bu yerda, H – kinematik juft erkinlik darajasi; 6 – moddiy nuqta fazodagi erkinlik darajasi; S – kinematik juft harakatiga qo'yiladigan cheklanishlar soni.

Kinematik juftlar sinfi ularning nisbiy harakatiga qo'yilgan cheklanishlar soni S ning qiymatiga tengdir.

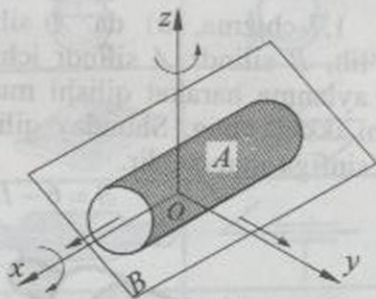
Yuqoridagi formuladan

$$S = 6 - H,$$

bu yerda, $1 < S < 5$, bo'lganligi sababli, kinematik juftlarning sinflari ham 1 dan to 5 gacha bo'ladi. Demak, I sinfga mansub bo'lgan kinematik juft 5 ta nisbiy harakat qiladi. V sinfga mansub bo'lgan kinematik juft esa 1 ta nisbiy harakat qila oladi.



1.4-chizma.



1.5-chizma.

1.4-chizmada A sharning B tekislikdagi harakati ko'rsatilgan. Ma'lumki, A shar B tekisligida x , y o'qi bo'ylab ilgarilanma harakat qila oladi, z o'qi bo'ylab ilgarilanma harakat mavjud emas, chunki bu o'q bo'ylab harakat kinematik juftning buzilishiga olib keladi. Bu holda cheklanishlar soni quyidagicha bo'ladi:

$$S = 6 - H = 6 - 5 = 1.$$

Demak, 1.4-chizmada ko'rsatilgan kinematik juft I sinfga mansub ekan. 1.5-chizmada B tekislikda harakat qilayotgan A silindr ko'rsatilgan. Ma'lumki, A silindir B tekislik ustida va Ox o'qi atrofida aylanma harakat hamda Ox o'qi bo'ylab ilgarilanma harakat qilishi mumkin.

Bu kinematik juftning umumiy harakatlar soni 4 ga teng bo'lganligi uchun II sinfga mansubdir, ya'ni

$$S = 6 - H = 6 - 4 = 2.$$

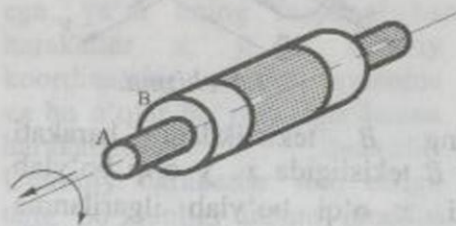
1.6-chizmada A va B bo'g'inlar sirtlar orqali birlashgan holat ko'rsatilgan.

A bo'g'in B bo'g'in atrofida va B bo'g'in A bo'g'in atrofida faqat 3 ta aylanma harakat qilishi mumkin ekanligi 1.6-chizmadan ko'rinib turibdi. Demak, bu kinematik juft III sinfga mansub ekan ya'ni,

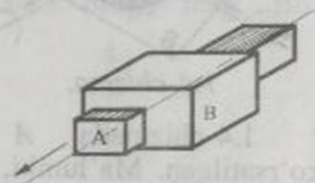
$$S = 6 - H = 6 - 3 = 3.$$

1.7-chizma, a) da A silindr B silindr ichida joylashgan bo'lib, B silindr A silindr ichidagi Ox o'qi bo'ylab ilgarilanma va aylanma harakat qilishi mumkin. Bu yerda nisbiy harakatlar soni ikkiga teng. Shunday qilib, 1.7-chizma, a) dagi bog'lanma IV sinfga mansubdir.

$$S = 6 - H = 6 - 4 = 2.$$



a)



b)

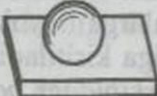






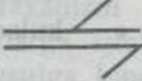

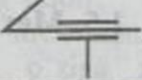

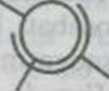

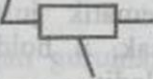

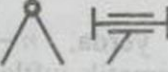

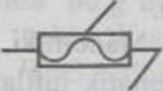
1.7-chizma.

1.7-chizma, b) da V sinfga mansub bo'lgan kinematik juft ko'rsatilgan bo'lib, bu juftda nisbiy harakatlar soni birga teng.

$$S = 6 - H = 6 - 5 = 1.$$

1.1-jadvalda kinematik juftlarning nomlari, sinflari, cheklanishlar soni, qo'zg'aluvchanlik soni va shartli tasvirlari keltirilgan.

Kinematik juftlarning shartli belgilari

Juftning sinfi	Bog'lanishlar soni H	Erkinlik darajasi S	Juftning nomi	Rasm	Shartli belgisi
I	1	5	shar-tekislik		
II	2	4	shar-silindr		
III	3	3	sferik		
III	3	3	tekislik		
IV	4	2	silindrik		
IV	4	2	sferik barmoq bilan		
V	5	1	ilgarilanma-qaytalanma		
V	5	1	aylanma		
V	5	1	vintli		

1.4. Mexanizmlarni sinflarga ajratish

Mashinasozlikda qo'llaniladigan mexanizmlar asosan ikki xil bo'ladi, ya'ni fazoviy mexanizmlar va tekis mexanizmlar. Umuman hamma mexanizmlar fazoda harakat qilganligi uchun fazoviy mexanizmlar deb hisoblanadi. Ammo mexanizmlarni tekshirish va loyihalash ishlarini osonlashtirish uchun ba'zilarini tekis mexanizmlarga yoki tekislikda harakat qiluvchi mexanizmlar sinfiga kiritiladi.

Mexanizm tarkibidagi barcha bo'g'inlar bir tekislikda yoki o'zaro parallel bo'lgan tekisliklarda harakat qilsa bunday mexanizmlar tekislikda harakat qiluvchi yoki tekis mexanizmlar deb ataladi.

Mexanizmlar o'zlarining tuzilishiga qarab ham sinflarga ajratiladi:

- sharnir - richagli mexanizmlar;
- tishli mexanizmlar;
- kulachokli mexanizmlar.

1.5. Mexanizmlarning erkinlik darajasini aniqlash

Mexanizmlar kinematik juftlardan tashkil topganligi munosabati bilan mexanizmlarning erkinlik darajasini hisoblash maqsadga muvofiqdir.

Fazoda n ta bo'g'inga ega bo'lgan va P_1, P_2, P_3, P_4, P_5 kinematik juftlardan iborat mexanizm ishlayapti deb faraz qilsak, u holda uning fazodagi erkinlik darajasi quyidagicha bo'ladi:

$$W = 6n - S \quad (1.1)$$

bu yerda, n - qo'zg'aluvchan bo'g'inlar soni, S - barcha kinematik juftlarning mexanizm harakatiga qilgan cheklanishlari soni.

Madomiki, mexanizm tarkibida P_1, P_2, P_3, P_4, P_5 kinematik juftlar mavjud ekan, u holda

$$S = P_1 + 2P_2 + 3P_3 + 4P_4 + 5P_5 \quad (1.2)$$

bo'ladi va (1.1) formula quyidagicha yoziladi.

$$W = 6n - P_1 - 2P_2 - 3P_3 - 4P_4 - 5P_5. \quad (1.3)$$

Yuqorida keltirilgan (1.3) formula fazoviy mexanizmlarning erkinlik darajasini aniqlovchi *Somov - Malishev formulasi deyiladi*.

Agar mexanizm tekislikda harakatlansa, ya'ni tekis mexanizm bo'lsa, u holda tekislikdagi bo'g'inning erkin harakatlari soni uchtaga teng ekanligini e'tiborga olsak, quyidagini hosil qilamiz:

$$W = 3n - 2P_3 - P_4. \quad (1.4)$$

Yuqorida keltirilgan (1.4) formula tekis mexanizmlar uchun *Chebisev formulasi deyiladi*.

1.6. Mexanizmlarni Assur-Artobolevskiy uslubida sinflarga ajratish

Hozirgi texnika fanlarida, jumladan «Mexanizm va mashinalar nazariyasi» fanida mexanizmlarni sinflarga ajratish Assur-Artobolevskiy uslubida olib boriladi. Bu usulga binoan mexanizm sinfi ularning yetaklanuvchi qismiga bog'liqdir.

1914 yilda Petrogradlik professor L.V. Assur mexanizmlar tuzilishini yetaklovchi bo'g'inga (bo'g'inlarga) o'ziga xos kinematik zanjirlarni ketma-ket va parallel ulash orqali tuzilganligini tushuntirib beradi. Bunday zanjirlarni *Assur guruhlari deyiladi* va ularning erkinlik darajasi $W = 0$ bo'ladi. Demak, Assur guruhlari uchun

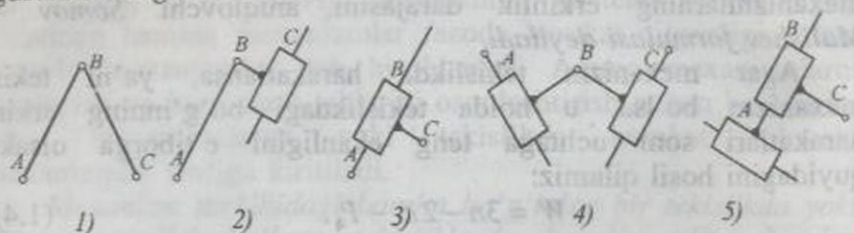
$$3n - 2P_3 - P_4 = 0. \quad (1.5)$$

Assur tarkibida faqat V sinf P_3 mavjud bo'lgan guruhlarni ko'rib chiqadi. U holda (1.5) quyidagicha yoziladi:

$$3n - 2P_3 = 0 \quad \text{yoki} \quad P_3 = \frac{3}{2}n$$

ekanligi kelib chiqadi. Demak, Assur guruhlari bo'g'inlar soni juft bo'lishi kerak. Ikkita bo'g'indan va uchta V sinf kinematik juftlardan tashkil topgan, ya'ni $n = 2$, $P_3 = 3$ bo'lgan Assur guruhi II sinf ikkinchi tartibli Assur guruhi deb qabul qilingan.

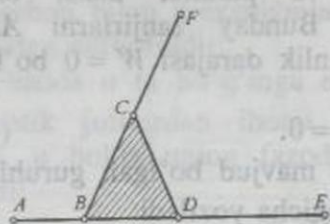
II sinf ikkinchi tartibli Assur guruhi o'z navbatida besh ko'rinishga egadir. 1.8-chizmada II sinf ikkinchi tartibli Assur guruhlarning besh xil ko'rinishlari tasvirlangan.



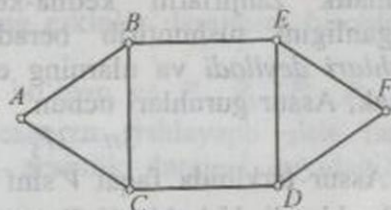
1.8-chizma.

- 1) II sinf 2-tartibli 1-ko'rinishli Assur guruhi;
- 2) II sinf 2-tartibli 2-ko'rinishli Assur guruhi;
- 3) II sinf 2-tartibli 3-ko'rinishli Assur guruhi;
- 4) II sinf 2-tartibli 4-ko'rinishli Assur guruhi;
- 5) II sinf 2-tartibli 5-ko'rinishli Assur guruhi;

Agar bo'g'inlar soni $n=4$ bo'lsa, u holda $P_3=6$ bo'ladi, bunday guruhlarni III sinf uchinchi ko'rinishli Assur guruhi deyiladi. 1.9-chizmada III sinf uchinchi tartibli Assur guruhi tasvirlangan.



1.9-chizma.



1.10-chizma.

Agar $n=6$ bo'lsa, u holda $P_5=9$ bo'ladi, bunday guruh IV sinf Assur guruhi bo'ladi. 1.10-chizmada IV sinf to'rtinchi tartibli Assur guruhi tasvirlangan.

Shunday qilib mexanizmlarni Assur-Artobolevskiy uslubida sinflarga ajratish quyidagicha olib boriladi:

- Berilgan mexanizmning tasviri chiziladi va unda yetaklovchi bo'g'inlar ko'rsatiladi;
- Mexanizmning erkinlik darajasi W aniqlanadi;
- Mexanizm tasviridan Assur guruhleri ajratib olinadi, eng avvalo II sinf Assur guruhleri ajratiladi. Mabodo II sinf Assur guruhlarini ajratish imkoniyati bo'lmasa, u holda III sinf yoki IV sinf Assur guruhleri ajratiladi. Bu yerda mexanizm tasviridan Assur guruhlarini ajratganda uning erkinlik darajasi o'zgarishligi kerak va yetaklovchi bo'g'in (bo'g'inlar) qolguncha ajratishni davom ettirish kerak;
- Mexanizmning tuzilish formulasi yoziladi. Tuzilish formulasini yozishda yetaklovchi bo'g'inni birinchi sinf mexanizmi deb qaraladi va u bilan ulangan Assur guruhlarining birikish tartibi e'tiborga olingan holda yoziladi, ya'ni

$$I_1 \longrightarrow II_{2,3} \longrightarrow III_{4,5,6}$$

deb yozilgan tuzilish formulasi quyidagicha o'qiladi:

Bir bo'g'indan iborat bo'lgan I sinf mexanizmiga bo'g'inlari 2, 3 bo'lgan II sinf Assur guruhi va unga bo'g'inlari ketma-ket 4, 5, 6 bo'lgan III sinf Assur guruhleri ulangan.

- Mexanizmning sinfi aniqlanadi. Bunda mexanizmning tuzilish formulasidagi Assur guruhlarining eng yuqori sinfi mexanizmning sinfini beradi.

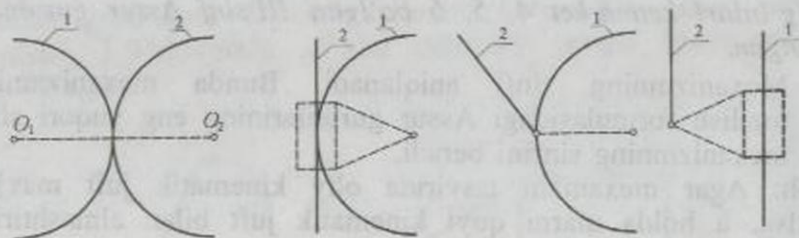
Izoh: Agar mexanizm tasvirida oliy kinematik juft mavjud bo'lsa, u holda ularni quyi kinematik juft bilan almashtirish kerak.

Oliy kinematik juftlarni quyi kinematik juft orqali almashtirilishi 1.11-chizmada ko'rsatilgan.

Assur-Artobolevskiy uslubida mexanizmlarni sinflarga ajratish quyidagi shartlar bajarilgan holdagina olib boriladi:

1. Mexanizm tarkibida faqat quyi kinematik juftlarga mavjud bo'lishi kerak. Mabodo mexanizm tarkibida oliy kinematik juftlar mavjud bo'lsa, u holda ularni yuqorida ko'rsatilgan usul bilan quyi kinematik juftlarga almashtirish kerak.

2. Mexanizmning erkinlik darajasi uning yetaklovchi bo'g'inlar soniga teng bo'lishi kerak. Agar mexanizmning erkinlik darajasi uning yetaklovchi bo'g'ini soniga teng bo'lmasa, u holda mexanizm tarkibida passiv bo'g'inlar mavjud bo'ladi va bu bo'g'inlarni vaqtincha e'tiborga olmaslik kerak.
3. Mexanizmning yetaklovchi bo'g'ini qo'zg'almas bo'g'in bilan quyi kinematik juftni tashkil etishi kerak. Lekin ba'zan hayotda mexanizmning yetaklovchi bo'g'ini qo'zg'almas bo'g'in bilan kinematik juftga kirmaydigan mexanizmlar ham uchraydi. Bu holda bunday mexanizmlar uchun harakatni aylantirish usulidan foydalanib, almashtirilgan mexanizm hosil qilamiz. Buning uchun mexanizmga qo'zg'almas bo'g'in bilan kinematik juftga kiruvchi bo'g'in harakatiga teng va qarama-qarshi tomonga qarab yo'nalgan harakat bilan ta'sir etamiz va hosil bo'lgan almashtirilgan mexanizm uchun shartli ravishda yetaklovchi bo'g'ini qo'zg'almas bo'g'in bilan kinematik juftga kiradi deb faraz qilinadi.



1.11-chizma.

1.1-misol. 1.12-chizma, *a* da ko'rsatilgan mexanizmning sinfi aniqlansin.

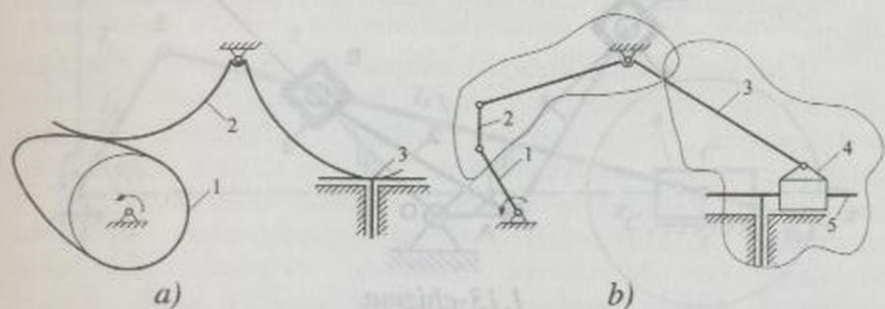
Mexanizmning sinfini aniqlash uchun avvalo uning yetaklanuvchi qismiga e'tibor beramiz. Mexanizm yetaklanuvchi qismini tashkil etuvchi Assur guruhlarining mexanizm yetaklovchi qismidan ajratib olamiz, ularning eng yuqori sinfi berilgan mexanizmning sinfini beradi.

Berilgan mexanizmning erkinlik darajasini aniqlaymiz:

$$W = 3n - 2P_5 - P_4 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 3 - 2 = 1.$$

Lekin mexanizm tarkibida oliy kinematik juftlar mavjud bo'lganligi uchun ularni 1.11-chizmaga binoan quyi kinematik juftlar bilan almashtiramiz va hosil bo'lgan mexanizmning erkinlik darajasini aniqlaymiz.

$$W = 3n - 2P_3 - P_4 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 1.$$



1.12-chizma.

a) berilgan mexanizm; b) almashtirilgan mexanizm.

Almashtirilgan mexanizm tarkibi (1.12-chizma, b) dan Assur guruhlarini ajratamiz. Assur guruhlarini ajratishni mexanizmga ulangan eng oxirgisidan boshlaymiz. Eng avvalo 4 va 5 bo'g'inlardan tashkil topgan II sinfga taalluqli Assur guruhini ajratamiz. Qolgan mexanizmning erkinlik darajasini $W=1$ ekanligini ko'rish murakkab emas. So'ngra 2 va 3 bo'g'indan iborat bo'lgan II sinf Assur guruhini ajratamiz. Qolgan mexanizmning, ya'ni yetaklovchi 1 va qo'zg'almas bo'g'inlaridan iborat bo'lgan mexanizmning erkinlik darajasi $W=1$ bo'ladi. U holda mexanizmning tuzilish formulasi quyidagicha yoziladi:

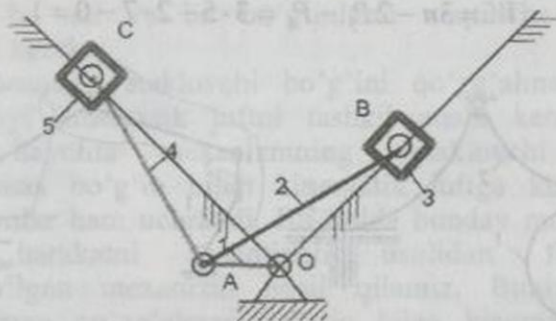
$$I_1 \longrightarrow II_{2,3} \longrightarrow III_{4,5,6}$$

Bundan ko'rinadiki, mexanizmga ulangan Assur guruhlarining eng yuqori sinfi ikkiga teng va mazkur mexanizm II sinfga taalluqli ekan.

1.2-misol. 1.13-chizmada ko'rsatilgan V simon ichki yonuv dvigatelida qo'llaniladigan krivoship-shatunli mexanizmning sinfi va tuzilish tartibi ko'rsatilsin.

Yechish. Mexanizmning erkinlik darajasini aniqlaymiz.

$W = 3n - 2P_5 - P_4 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 1$,
 $n = 5$ - qo'zg'aluvchi bo'g'inlar soni; $P_5 = 7$ - V sinf quyi kinematik juftlar soni; $P_4 = 0$ - IV sinf oliy kinematik juftlar soni.



1.13-chizma.

1.13-chizmada ko'rsatilgan mexanizm ikkita II sinf Assur guruhlarini o'zaro qo'shish orqali tuzilgan, u holda mexanizmning tuzilish tenglamasi quyidagicha bo'ladi:

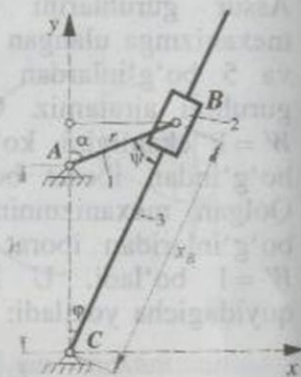
$$I_1 \longrightarrow II_{2,3} \longrightarrow II_{4,5}$$

Bundan berilgan mexanizm II sinfga taalluqlidir.

1.3-misol. 1.14-chizmada ko'rsatilgan kulisali mexanizmning sinfi aniqlansin.

Yechish. Mexanizmning erkinlik darajasini aniqlaymiz.

$W = 3n - 2P_5 - P_4 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 - 0 = 1$.
 $n = 3$ - qo'zg'aluvchi bo'g'inlar soni; $P_5 = 4$ - V sinf quyi kinematik juftlar soni; $P_4 = 0$ - IV sinf oliy kinematik juftlar soni.



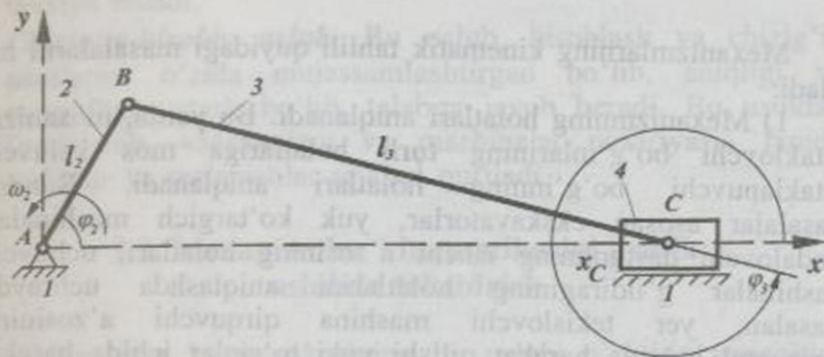
1.14-chizma.

1.14-chizmada ko'rsatilgan mexanizm bitta II sinf Assur guruhini yetaklovchi bo'g'inga qo'shish orqali tuzilgan, u holda mexanizmning tuzilish tenglamasi quyidagicha bo'ladi:

$$I_1 \longrightarrow II_{2,3}$$

Demak, berilgan mexanizm II sinfga taalluqlidir.

1.4-misol. 1.15-chizmada ko'rsatilgan krivoship-shatunli mexanizmning sinfi aniqlansin.



1.15-chizma.

Yechish. Mexanizmning erkinlik darajasini aniqlaymiz.

$$W = 3n - 2P_3 - P_4 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 - 0 = 1.$$

$n = 3$ - qo'zg'aluvchi bo'g'inlar soni; $P_3 = 4 - V$ sinf quyi kinematik juftlar soni; $P_4 = 0 - IV$ sinf oliy kinematik juftlar soni.

1.15-chizmada ko'rsatilgan mexanizm bitta II sinf Assur guruhini yetaklovchi bo'g'inga qo'shish orqali tuzilgan, u holda mexanizmning tuzilish tenglamasi quyidagicha bo'ladi:

$$I_1 \longrightarrow II_{2,3}$$

Demak, berilgan mexanizm II sinfga taalluqlidir.

II BOB. MEXANIZMLARNING KINEMATIK TAHLILI

2.1. Mexanizmlar kinematik tahlilining vazifalari va uslublari

Mexanizmlarning kinematik tahlili quyidagi masalalarni hal qiladi:

1) Mexanizmning holatlari aniqlanadi. Bu yerda, mexanizm yetaklovchi bo'g'inlarining turli holatlariga mos keluvchi yetaklanuvchi bo'g'inning holatlari aniqlanadi. Bunday masalalar asosan ekskavatorlar, yuk ko'targich mashinalar, randalovchi dastgohning ishchi a'zosining holatlari, uchuvchi mashinalar g'ildiragining holatlarini aniqlashda uchraydi. Masalan, yer tekislovchi mashina qirquvchi a'zosining gorizontol holatda harakat qilishi yoki to'siqlar ichida harakat qiladigan ekskavator cho'michining harakat chizig'ini bilish maqsadga muvofiq masalalardir;

2) Mexanizm bo'g'inlari va nuqtalarning tezliklarini aniqlash. Bu masalada mexanizmning yetaklovchi bo'g'inining tezliklariga mos ravishda uning yetaklanuvchi qismining va nuqtalarining tezliklari aniqlanadi. Mexanizm bo'g'inlari tezliklarning nisbatini bilish nihoyatda katta ahamiyatga egadir. Tezliklar nisbatini bilish mexanizmning ishlash tezligini va biror ishni qanday tezlikda bajarish qobiliyatini bilishga yordam beradi. Bu masala yuritmalarda reduktor va dvigatellarni tanlashda yordam beradi;

3) Mexanizm bo'g'inlari va nuqtalarining tezlanishlarini aniqlash. Bu masala inersiya kuchlarini aniqlash bilan bevosita bog'liqdir. Demak, mexanizm bo'g'inlari va nuqtalarining tezlanishlarini aniqlash ularning ishlash qobiliyatini, chidamliligini, mustahkamligini va dinamik ko'rsatkichlarini bilishga olib keladi.

«Mashina va mexanizmlar nazariyasi» fanida mexanizmlar kinematikasini aniqlashda quyidagi 3 xil uslub ishlatiladi:

- **Hisobiy uslub.** Bu uslub juda ham aniq uslub bo'lib, ilmiy tekshirish ishlarida qo'llaniladi. Bu uslubda EHM dan foydalanish imkoniyati bor.

- **Grafik uslub.** Bu uslub juda katta noaniqliklar bilan bajariladi. Lekin bu usul yaqqol bo'lganligi uchun talabalarga loyihalash ishlarida undan keng foydalanish tavsiya etiladi.
- **Chizig'iy-hisobiy uslub.** Bu uslub, hisoblash va chizig'iy usullarini o'zida mujassamlashtirgan bo'lib, aniqligi va yaqqolligi yetarli bo'lib, talabga javob beradi. Bu usuldan foydalanib, «Mexanizm va mashinalar nazariyasi» fanida tezliklar va tezlanishlar rejalari quriladi.

2.2. Mexanizmlar kinematikasini grafik uslubda tekshirish

Mexanizm kinematikasining bu uslubi o'zining yaqqolligi bilan ajralib turishi yuqorida aytilgan edi. Haqiqatan mexanizmning biror bo'g'inining buralish burchagi, burchak tezligi va tezlanishlari yoki biror nuqtaning siljishi, tezligi va tezlanish grafigi orqali ko'rsatilgan bo'lsa, u holda bu mexanizmning bir sikl ichidagi kinematikasini qanday o'zgarishini oddiy ko'z bilan ko'rish mumkin.

Agar qayd etilgan grafikning birortasi berilib, qolganlari berilmagan bo'lsa, bunday holatda mexanikaning asosiy qonun-qoidalariga asoslanib qolganlarini topish mumkin, ya'ni agar nuqtaning siljishi $S = S(t)$ ma'lum bo'lsa, u holda nuqtaning tezligi $v = dS/dt$, tezlanishi esa $a = dv/dt = d^2S/dt^2$ bo'ladi.

Demak, siljish grafigi S berilgan bo'lsa, uni bir marotaba differensiallab tezlik v , ikki marotaba differensiallab tezlanish a grafigini olish mumkin.

Agar ilgariharakat qilayotgan bo'g'inning nuqtasi tekshirilayotgan bo'lsa, u holda bu nuqta uchun siljish, chiziqli tezlik va tezlanishlar grafigi chiziladi.

Agar aylanma harakat qilayotgan bo'g'inning nuqtasi tekshirilayotgan bo'lsa, u holda bu nuqta uchun buralish burchagi, burchak tezlik va burchak tezlanishlar grafigi chiziladi.

2.1-chizmada ko'rsatilgan krivoship-shatunli mexanizmning kinematik grafiklarini chizish masalasini ko'rib chiqamiz.

1. Eng avvalo mexanizm bo'g'inlarining o'lchamlariga binoan uning kinematik tasviri chiziladi.

1.1. Mexanizmning kinematik tasvirini chizish uchun uning mashtabi tanlab olinadi.

$$\mu_l = l_{OA} / OA$$

bu yerda, μ_l – kinematik tasvirning mashtabi;
 l_{OA} – bo'g'inning haqiqiy uzunligi; OA – bo'g'inning chizmadagi uzunligi.

1.2. Chizma qog'ozining sathida harakat qiluvchi kinematik juftning markazi O nuqta tanlanadi va bu nuqta orqali $OA = l_{OA} / \mu_l$ radiusi bilan aylana chiziladi. So'ngra bu aylana yoyi 12 ta teng bo'laklarga bo'lib, B nuqtaning 12 ta holatini topamiz.

1.3. Mexanizm tasvirini chetki nuqtalari aniqlanadi. Buning uchun O nuqtasidan o'ng tomonga qarata $l_{OA} + l_{AB}$ va $l_{AB} - l_{OA}$ radiuslari bilan sirkul yordamida xx o'qi ustida B_0 va B_6 nuqtalarini belgilab olamiz. Bu nuqtalar 1.2. da topilgan nuqtalarga mos kelsa, maqsadga muvofiq bo'ladi.

2. To'g'ri burchakli Dekart koordinata sistemasidagi B nuqtaning yo'l grafigi chiziladi.

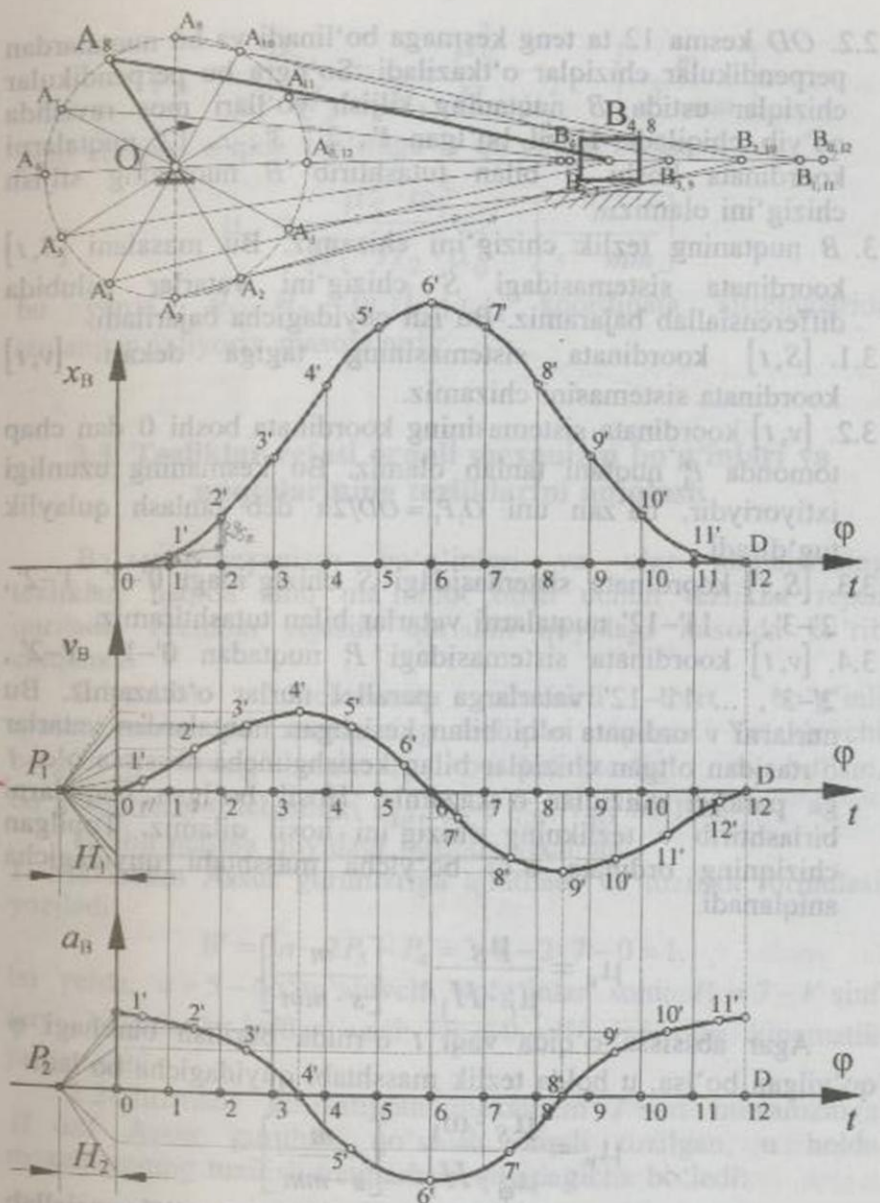
2.1. Buning uchun $[S, t]$ koordinata sistemasining absissa o'qi t da krivoship OA ning to'la bir aylanishga ketgan vaqti μ_t mashtabda qo'yib chiqiladi. Bu o'qning mashtabi quyidagicha topiladi:

$$\mu_t = \frac{60}{n_1 \cdot OD}, \left[\frac{s}{mm} \right],$$

bu yerda, n_1 – OA krivoshipning bir minutdagi aylanishlar soni, ayl/min ; OD – absissa o'qida olingan ixtiyoriy kesma, mm .

Agar $[S, t]$ koordinata sistemi o'rnida $[S, \varphi]$ sistemi olingan bo'lsa, ya'ni absissa o'qi deb vaqt emas, balki krivoship OA ning burilish burchagi φ olingan bo'lsa, u holda bu o'qning mashtabi quyidagicha bo'ladi:

$$\mu_\varphi = \frac{2\pi}{OD}, \left[\frac{rad}{mm} \right].$$



2.1-chizma.

- 2.2. OD kesma 12 ta teng kesmaga bo'linadi va bu nuqtalardan perpendikular chiziqlar o'tkaziladi. So'ngra bu perpendikular chiziqlar ustida B nuqtaning siljish yo'llari mos ravishda qo'yib chiqiladi. Hosil bo'lgan $1', 2', 3', \dots, 12'$ nuqtalarni koordinata boshi O bilan tutashtirib B nuqtaning siljish chizig'ini olamiz.
3. B nuqtaning tezlik chizig'ini chizamiz. Bu masalani $[S, t]$ koordinata sistemasidagi S chizig'ini vatarlar uslubida differensiallab bajaramiz. Bu ish quyidagicha bajariladi.
- 3.1. $[S, t]$ koordinata sistemasining tagiga dekart $[v, t]$ koordinata sistemasini chizamiz.
- 3.2. $[v, t]$ koordinata sistemasining koordinata boshi O dan chap tomonda P_1 nuqtani tanlab olamiz. Bu kesmaning uzunligi ixtiyoriydir, ba'zan uni $OP_1 = OD/2\pi$ deb tanlash qulaylik tug'diradi.
- 3.3. $[S, t]$ koordinata sistemasidagi S chizig'idagi $0'-1', 1'-2', 2'-3', \dots, 11'-12'$ nuqtalarni vatarlar bilan tutashtiramiz.
- 3.4. $[v, t]$ koordinata sistemasidagi P_1 nuqtadan $0'-1', 1'-2', 2'-3', \dots, 11'-12'$ vatarlarga parallel nurlar o'tkazamiz. Bu nurlarni v ordinata o'qi bilan kesishgan nuqtalardan vatarlar o'rtasidan o'tgan chiziqlar bilan kesishguncha absissa o'qi t ga parallel chiziqlar o'tkazamiz. Hosil bo'lgan nuqtalarni birlashtirib v tezlikning chizig'ini hosil qilamiz. Topilgan chiziqning ordinata o'qi bo'yicha masshtabi quyidagicha aniqlanadi.

$$\mu_v = \frac{\mu_S}{\mu_t \cdot H_1} \cdot \left[\frac{m}{s \cdot mm} \right].$$

Agar absissa o'qida vaqt t o'rnida burilish burchagi φ qo'yilgan bo'lsa, u holda tezlik masshtabi quyidagicha bo'ladi:

$$\mu_v = \frac{\mu_S \cdot \omega_1}{\mu_\varphi \cdot H_1} \cdot \left[\frac{m}{s \cdot mm} \right].$$

4. Yuqorida keltirilgan usulda v chizig'ini differensiallab tezlanish a chizig'ini olamiz. Tezlanish chizig'ini masshtabi quyidagicha aniqlanadi.

$$\mu_a = \frac{\mu_v}{\mu_t \cdot H_2} = \frac{\mu_s^2}{H_1 \cdot H_2 \cdot \mu_t^2}, \left[\frac{m}{s^2 \cdot mm} \right]$$

yoki absissa o'qida t o'rniga φ qo'yilgan bo'lsa,

$$\mu_a = \frac{\mu_s^2 \cdot \omega_1^2}{H_1 \cdot H_2 \cdot \mu_\varphi^2}, \left[\frac{m}{s^2 \cdot mm} \right],$$

bu yerda, $H_1, H_2 - [v, t], [a, t]$ koordinata sistemalarida tanlangan ixtiyoriy masofalardir.

2.3. Tezliklar rejasi orqali mexanizm bo'g'inlari va nuqtalarining tezliklarini aniqlash

Ba'zan mexanizm bo'g'inlari va ular nuqtalarining tezliklari haqida aniq ma'lumot olish uchun tezliklar rejasi quriladi. Tezliklar rejasini qurishni quyidagi misolda ko'rib chiqamiz.

2.1-misol. 2.2-chizmada sharnirli to'rt bo'g'inli mexanizmning M nuqtasining tezliklari topilsin. Yetaklovchi bo'g'in 1, uning holati φ_1 , burchak tezligi ω_1 bo'lsin, bo'g'inlarning o'lchamlari $l_{AB}, l_{BC}, l_{CD}, l_{AD}$ bo'lsin.

Ushbu masala quyidagi tartibda yechiladi:

1. Mexanizm Assur guruhlariga ajratiladi va tuzilish formulasi yoziladi.

$$W = 3n - 2P_5 - P_4 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 1.$$

bu yerda, $n = 5$ - qo'zg'aluvchi bo'g'inlar soni; $P_5 = 7 - V$ sinf quyi kinematik juftlar soni; $P_4 = 0 - IV$ sinf oliy kinematik juftlar soni.

2.2-chizmada ko'rsatilgan mexanizm I sinf mexanizmga II sinf Assur guruhini qo'shish orqali tuzilgan, u holda mexanizmning tuzilish tenglamasi quyidagicha bo'ladi:

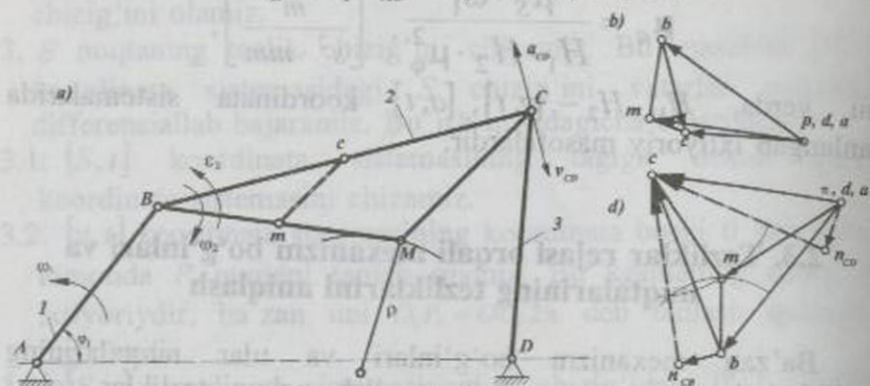
$$I_1 \longrightarrow II_{2,3}$$

Demak, mexanizm II sinfga taalluqlidir.

2. Berilgan o'lchamlar orqali mexanizm tasviri $\mu_l = l_{AB}/AB$ masshtabda chiziladi.

3. Mexanizm tasviridan ko'rinib turibdiki A va D nuqtalarning tezliklari ma'lumdir, ya'ni $v_A = v_D = 0$, B nuqtaning tezligi esa

$$v_B = \omega_1 \cdot l_{AB} = \omega_1 \cdot AB \cdot \mu_l, \quad [m/s]$$



2.2-chizma.

a) mexanizm tasviri; b) tezliklar rejasi;

d) tezlanishlar rejasi.

C nuqtaning tezligini «Nazariy mexanika» fanining tezliklarni aniqlash uslubiga binoan quyidagi vektor tenglamalar bilan ifodalaymiz.

$$\bar{v}_C = \bar{v}_B + \bar{v}_{CB} \quad (2.1)$$

$$\bar{v}_C = \bar{v}_D + \bar{v}_{CD},$$

bu yerda, \bar{v}_C - C nuqtaning tezligi; \bar{v}_B - B nuqtaning tezligi; \bar{v}_{CB} - C nuqtaning B nuqta atrofidagi nisbiy tezligi; \bar{v}_D - D nuqtaning tezligi; \bar{v}_{CD} - C nuqtaning D nuqta atrofidagi nisbiy tezligi.

(2.1) formulalarni birgalikda ishlab, noma'lum bo'lgan C nuqtaning tezligini topamiz. Chizma qog'oz sathida P nuqtani tanlab, bu nuqtadan B nuqtaning tezligini μ_v masshtabda AB bo'g'inga perpendikular ravishda yurgizamiz.

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

bu yerda, pb - chizmadagi ixtiyoriy kesmadir.

Bu kesmaning o'lchami ixtiyoriy bo'lganligi uchun uni AB kesmaga teng deb olsa, maqsadga muvofiq bo'ladi, ya'ni $pb = AB$, u holda $\mu_v = \omega_1 \mu_1$.

Chizmadagi b nuqtadan BC kesmaga perpendikular chiziq o'tkazamiz. (2.1) formulaning ikkinchi tenglamasini ko'ramiz, buning uchun D nuqtaning tezligini p nuqtadan yurgizamiz, so'ngra C nuqtani D nuqta atrofidagi aylanish tezligining yo'nalishini ko'rsatuvchi pd kesmani p nuqtadan o'tkazamiz.

BC va CD chiziq'larga mos ravishda perpendikular bo'lgan chiziq'lar o'zaro kesishib, C nuqtaning tezligini beradi. Hosil bo'lgan pbc uchburchak *tezliklar rejas*i deb ataladi.

Tezliklar rejasining uchta xossasi bor:

- 1) nuqtalarning mutlaq tezliklari qutb deb ataluvchi p nuqtadan boshlanadi;
- 2) nuqtalarning nisbiy tezliklari tezlik rejasidagi p qutbdan o'tmaydigan kesmalarni ifodalaydi;
- 3) tezliklar rejasidagi nisbiy tezliklar manzarasi mexanizm bo'g'inining tasviriga o'xshash bo'ladi va unga nisbatan ω_1 yo'nalishga qarama-qarshi tomonga qarab 90° burchakka burilgan bo'ladi.

Tezliklar rejasining bu xossalardan foydalanib, mexanizm tasviridagi istalgan nuqtalarning tezliklarini topish mumkin.

M nuqtaning tezligini aniqlaymiz:

$$\vec{v}_M = \vec{v}_B + \vec{v}_{MB} \quad (2.2)$$

$$\vec{v}_M = \vec{v}_C + \vec{v}_{MC}$$

bu yerda, \vec{v}_{MB} - M nuqtaning B nuqta atrofidagi nisbiy tezligi; \vec{v}_{MC} - M nuqtaning C nuqta atrofidagi nisbiy tezligi.

(2.2) tenglamalarni yechamiz, tezliklar rejasidagi b nuqtadan BM ga perpendikular, C nuqtadan esa CM ga perpendikular o'tkazamiz va ularni o'zaro kesishtirib, M nuqta tezligining plandagi o'rni m ni topamiz. pm kesma esa m nuqtani μ_v masshtabdagi tezlik ifodasidir. Endi hosil bo'lgan Δbmc ni ΔBMC ga o'xshash ekanligini isbotlash murakkab ish emasligi yaqqol ko'rinib turibdi.

Shunday qilib tezliklar rejasidagi nisbiy tezliklar manzarasi bo'lmish Δbmc mexanizm tasviridagi ΔBMC ga o'xshash va 90° burchakka burilgan ekan.

Tezliklar rejasidan foydalanib, bo'g'inlarning burchak tezliklarini va ularning yo'nalishlarini topish mumkin.

$$\omega_2 = \frac{v_{CB}}{l_{BC}} = \frac{bc \cdot \mu_v}{BC \cdot \mu_l} = \frac{bc \cdot AB}{pb \cdot BC} \cdot \omega_1.$$

Agar $pb = AB$ deb tanlab olingan bo'lsa, u holda

$$\omega_2 = \frac{bc}{BC} \cdot \omega_1$$

xuddi shu yo'sinda DC bo'g'in uchun

$$\omega_3 = \frac{dc}{DC} \cdot \omega_1$$

ω_2 va ω_3 larning yo'nalishlarini ko'rsatish uchun v_{CD} va v_{CB} tezliklariga mos keluvchi bc va dc kesmalarni mexanizm tasviriga parallel ravishda ko'chiramiz.

2.2-misol. 2.3-chizmada keltirilgan krivoship-shatunli mexanizmning kinematik tahlilini ko'rib chiqamiz. Boshlang'ich ma'lumotlar: krivoship uzunligi l_{AB} , shatun uzunligi l_{BC} , krivoship burchak tezligi $\omega_1 = \text{const}$. Berilgan mexanizm uchun bo'g'inlari va nuqtalarining tezliklari aniqlansin.

Yechish: Eng avvalo mexanizm tasvirini berilgan kattaliklar orqali chizib olamiz. Buning uchun mexanizm tasviri masshtabini tanlab olamiz:

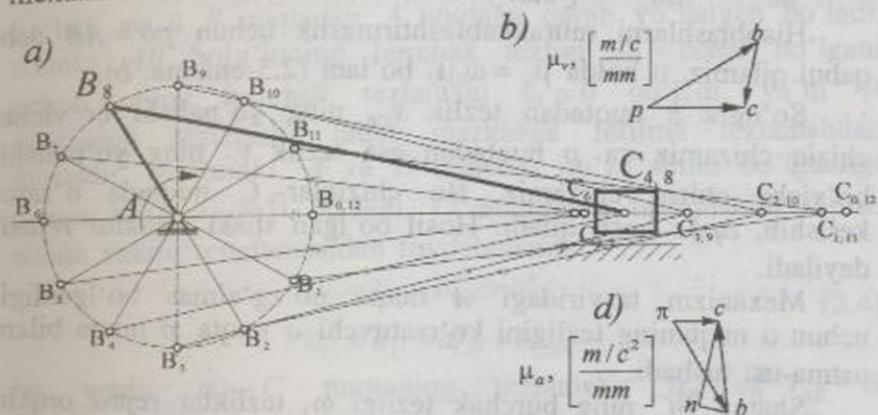
$$\mu_l = \frac{l_{AB}}{AB}, \left[\frac{m}{mm} \right].$$

bu yerda, μ_l - mexanizm tasvirining masshtabi; l_{AB} - mexanizmning boshlang'ich bo'g'inining haqiqiy o'lchami, m ; AB - mexanizmning boshlang'ich bo'g'inining chizmadagi o'lchami, mm .

So'ngra mexanizm bo'g'inlarining chizmadagi qiymatlarini topamiz.

$$AB = \frac{l_{AB}}{\mu_l}, [mm]; \quad BC = \frac{l_{BC}}{\mu_l}, [mm].$$

Mexanizm tasvirini chizish uchun qog'oz sathida biron-bir A nuqtani tanlab olib, radiusi AB ga teng bo'lgan aylana chizamiz. Ushbu chizilgan aylana yoyi ustida B nuqtani tanlab olib, BC radius bilan yoy chizamiz va bu yoyi A nuqtadan o'tuvchi gorizontal chiziq bilan kesishtiramiz. Natijada mexanizm C nuqtasini hosil qilamiz (2.3-chizma, a).



2.3-chizma.

Hosil bo'lgan C nuqtaga mexanizm porshenining markazini joylashtiramiz.

Mexanizm krivoshipi AB ning aylanish yo'nalishi soat ko'rsatkichi yo'nalishi bilan bir xil bo'lsin. U holda B nuqtaning tezligi quyidagicha bo'ladi.

$$v_B = \omega_1 \cdot l_{AB} = \omega_1 \cdot AB \cdot \mu_l, [m/s];$$

bu yerda, v_B - B nuqtaning chizikli tezligi, m/s ; μ_l - mexanizm tasvirining masshtabi, m/mm . So'ngra mexanizmning C nuqtasi uchun tezlikning vektorial ifodasini yozamiz:

$$\vec{v}_C = \vec{v}_B + \vec{v}_{CB}. \quad (2.3)$$

Bu tenglamada ikkita noma'lumlar mavjud bo'lib, ular C nuqtaning tezligi v_C hamda C nuqtaning B nuqtaga nisbatan nisbiy tezligi v_{CB} laridir. Lekin bu tezliklarning yo'nalishlari ma'lumdir, ya'ni v_C Ax o'qi bo'ylab, v_{CB} esa BC ga perpendikular yo'nalgandir. Bu masalani yechishni tezliklar rejasini qurish orqali bajaramiz. Buning uchun qog'oz sathida

biron-bir p nuqtani tanlaymiz. Tanlangan p nuqtadan B nuqta v_B tezligining (pb) o'ziga parallel ravishda μ_v masshtabida yurgizamiz, ya'ni $pb = v_B / \mu_v$ bo'ladi. Bunda

$$\mu_v = \frac{v_B}{pb} = \frac{v_1 \cdot \omega_1 \cdot \mu_l}{pb}, \left[\frac{m/s}{mm} \right] - \text{tezliklar masshtabi.}$$

Hisoblashlarni murakkablashtirmaslik uchun $pb = AB$ deb qabul qilamiz, u holda $\mu_v = \omega_1 \mu_l$ bo'ladi (2.3-chizma, b).

So'ngra b nuqtadan tezlik v_{CB} ning yo'nalishi bo'yicha chiziq chizamiz va p nuqtadan esa tezlik v_C ning yo'nalishi bo'yicha chiziq chizamiz. Bu chiziqlar C nuqtada o'zaro kesishib, Δpbc hosil qiladi. Hosil bo'lgan shakl *tezliklar rejasi* deyiladi.

Mexanizm tasviridagi A nuqta qo'zg'almas bo'lganligi uchun u nuqtaning tezligini ko'rsatuvchi a nuqta p nuqta bilan ustma-ust tushadi.

Shatun BC ning burchak tezligi ω_2 tezliklar rejasi orqali aniqlanadi. Uning kattaligi $\omega_2 = \omega_1 \cdot \frac{bc}{BC}$, yo'nalishi esa tezliklar rejasidagi bc kesmaning yo'nalishini mexanizmning C nuqtasiga olib kelish orqali topiladi.

2.4. Tezlanishlar rejasi orqali mexanizm bo'g'inlari va nuqtalarining tezlanishlarini aniqlash

Tezlanishlar rejasi xuddi tezliklar rejasiga o'xshab quriladi. Tezlanishlar rejasining xossalari tezliklar rejasi xossalari bilan bir xildir, faqat tezlanishlar rejasida nisbiy tezlanishlar manzarasi bo'g'inning tasviri bilan biron bir burchak ostida joylashgandir.

Bu burchak qiymati

$$\delta = \arctg \left(\frac{\varepsilon}{\omega^2} \right)$$

bu yerda, ε - bo'g'inning burchak tezlanishi; ω - bo'g'inning burchak tezligi.

Tezlanishlar rejasini qurishni yuqoridagi 2.2-chizmada ko'rsatilgan mexanizm uchun ko'rib chiqamiz.

Ma'lumki bu mexanizm uchun uning kinematik tasviri, tezliklar rejasini qurilgan. B nuqtaning tezlanishi

$$a_B = \frac{v_B^2}{l_{AB}}$$

bo'ladi va u B nuqtadan A nuqtaga qarab yo'nalgan bo'ladi, chunki AB bo'g'inining burchak tezligi $\omega_1 = const$ bo'lgani uchun uning burchak tezlanishi $\epsilon_1 = 0$ bo'ladi, ya'ni B nuqtaning tezlanishi faqat markazga intilma tezlanishdan iboratdir. Ma'lumki, A va D nuqtalar qo'zg'almas bo'lganligi uchun $a_A = a_D = 0$ bo'ladi. C nuqtaning tezlanishini topish uchun vektor tenglamasidan foydalanamiz.

$$\bar{a}_C = \bar{a}_B + \bar{a}_{CB}^n + \bar{a}_{CB}^t \quad (2.4)$$

$$\bar{a}_C = \bar{a}_D + \bar{a}_{CD}^n + \bar{a}_{CD}^t,$$

bu yerda, \bar{a}_C - C nuqtaning tezlanishi; $\bar{a}_B = \omega_1^2 \cdot l_{AB}$ - B nuqtaning markazga intilma tezlanishi; $\bar{a}_{CB}^n = \omega_2^2 \cdot l_{BC}$ - C nuqtaning B nuqtaga nisbatan aylanma harakatidagi markazga intilma tezlanishi, u BC ga parallel yo'nalgan bo'ladi; \bar{a}_{CB}^t - C nuqtaning B nuqtaga nisbatan aylanma harakatidagi urinma tezlanishi, uning son qiymati noma'lum, lekin BC ga perpendikular holda yo'nalganligi ma'lum; $\bar{a}_D = 0$ - D nuqtaning tezlanishi; $\bar{a}_{CD}^n = \omega_3^2 \cdot l_{CD}$ - C nuqtaning D nuqtaga nisbatan aylanma harakatidagi markazga intilma tezlanishi, son qiymati ma'lum, yo'nalishi CD ga parallel bo'ladi; \bar{a}_{CD}^t - C nuqtaning D nuqtaga nisbatan aylanma harakatidagi urinma tezlanishi, uning son qiymati noma'lum, lekin BC ga perpendikular yo'nalgan bo'ladi (2.2-chizma, d).

Yuqorida ko'rsatilgan (9) tenglamalarni chizig'iy ravishda birgalikda yechib tezlanishlar rejasini quramiz. Buning uchun chizma qog'oz sathida ixtiyoriy π nuqtani tanlab olib, undagi b kesmani B nuqtadan A nuqtaga qaratib qo'yamiz. Bu kesma

tezlanishlar rejası masshtabi μ_a da B nuqta tezlanishiga mos keladi. Tezlanishlar masshtabi quyidagicha aniqlanadi:

$$\mu_a = \frac{a_B}{\pi b} = \frac{\omega_1^2 \cdot AB \cdot \mu_l}{\pi b}, \quad \left[\frac{m}{s^2 \cdot mm} \right],$$

bu yerda, πb kesma ixtiyoriy kesmadir, uni $\pi b = AB$ deb tanlab olinsa, maqsadga muvofiq bo'ladi, u holda

$$\mu_a = \omega_1^2 \cdot \mu_l, \quad \left[\frac{m}{s^2 \cdot mm} \right],$$

bo'ladi. Tezlanishlar rejasidagi bn_{CB} kesmaning qiymatini topamiz.

$$bn_{CB} = \frac{a_{CB}^n}{\mu_a} = \frac{(bc)^2}{BC}$$

va bu kesmani b nuqtadan BC ga parallel qilib chizamiz. n_{CB} nuqtaning uchidan \bar{a}_{CB}' urinma tezlanishning yo'nalishini CB ga perpendikular qilib o'tkazamiz.

Endi (2.4) tenglamaning ikkinchisini yechamiz, buning uchun π nuqtaga D nuqtaning tezlanishi $a_D = 0$ ni qo'yamiz. Bu nuqta π bilan ustma-ust tushadi. Tezlanishlar rejasidagi d nuqtadan a_{CD}^n tezlanishning rejasidagi qiymatini tezlanishlar masshtabiga bo'lib,

$$dn_{CD} = \frac{a_{CD}^n}{\mu_a} = \frac{(dc)^2}{DC}$$

DC ga parallel qilib yurgizamiz. So'ngra n_{CD} nuqtadan CD ga perpendikular chiziq chizamiz. Bu chiziq \bar{a}_{CD}' ning yo'nalishi bo'ladi. CB va CD larga perpendikular bo'lgan chiziqlarning o'zaro kesishuvidan hosil bo'ladigan C nuqta istalgan nuqta bo'ladi va πc kesma C nuqtaning tezlanishini ifodalaydi. Hosil bo'lgan shakl *tezlanishlar rejası* deyiladi (2.2-chizma, d). Tezlanishlar rejasidagi b va c nuqtalarni birlashtirsak, a_{CB} tezlanish hosil bo'ladi.

M nuqtaning tezlanishini aniqlash uchun tezlanishlar rejasidagi bc kesmada ΔBCM ga o'xshash bo'lgan Δbcm ni

chizamiz va πm kesma izlangan tezlanishning qiymatini beradi. Δbcm ni qurish quyidagicha olib boriladi: BC tomonga tezlanishlar rejasidagi bc kesmaga teng bo'lgan Bc kesmani qo'yamiz va c nuqtadan CM ga parallel bo'lgan chiziq chizamiz. Bu chiziqning BM bilan kesishgan nuqtasi Δbcm ning m nuqtasi bo'ladi. Mexanizm tasviridaga ΔBCM ga teng bo'lgan Δbcm ni qurish sirkul yordamida bajariladi. Natijada ΔBCM ga o'xshash bo'lgan Δbcm yasaladi.

Ikkinchi bo'g'inning burchak tezlanishini aniqlaymiz.

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{CB}^n}{l_{CB}} = \frac{(n_{CB} \cdot c) \cdot \mu_a}{CB \cdot \mu_l} \left[\frac{1}{s^2} \right].$$

Burchak tezlanishi ε_2 ning yo'nalishini ko'rsatish uchun $n_{CB}c$ kesmani o'z yo'nalishi bilan mexanizmning C nuqtasiga olib kelamiz. 2.2-chizmadan ko'rinishicha, ω_2 va ε_2 lar bir-biriga qarama-qarshi tomonga qarab yo'nalgandir.

Tezlanishlar rejasidan foydalanib, M nuqta trayektoriyasining egrilik radiusini topamiz. Buning uchun tezlanishlar rejasidagi π nuqtadan pm ga, ya'ni M nuqtaning tezligiga perpendikular chiziq yurgizamiz va tezlanishlar rejasidagi m nuqtadan tezliklar rejasidagi pm ga parallel chiziq o'tkazamiz. Bu chiziqlar o'zaro n_3 nuqtada kesishadi. Tezlanishlar rejasidagi πn_3 kesma M nuqtaning markazga intilma tezlanishi, $n_3 m$ kesma esa M nuqtaning urinma tezlanishini beradi.

Agar nuqta biron bir egri chiziq bo'ylab harakat qilayotgan bo'lsa, u holda uning egrilik radiusi quyidagicha bo'ladi:

$$\rho = \frac{v_M^2}{a_M^n} = \frac{(pm \cdot \mu_v)^2}{\pi n_3 \cdot \mu_a}$$

Agar $\mu_v = \omega_1 \mu_l$ va $\mu_a = \omega_1^2 \mu_l$ ekanligini e'tiborga olsak, u holda

$$\rho = \frac{(pm)^2}{\pi n_3} \mu_l, [mm].$$

Demak, egrilik radiusining chizmadagi kattaligi $(\rho m)^2/\pi n_3$ ga tengdir. Uzunligi $(\rho m)^2/\pi n_3$ ga teng bo'lgan kesmani M nuqtadan πn_3 ga parallel qilib qo'yib egrilik markazi O ni topamiz va $(\rho m)^2/\pi n_3$ radius orqali aylana chizib, M nuqtaning yo'l chizig'i egrilik aylanasi topamiz.

2.3-chizmada keltirilgan krivoship-shatunli mexanizm uchun tezlanishlar rejasini qurishni ko'rib chiqamiz.

Eng avvalo B nuqtaning tezlanishini aniqlaymiz. Masalaning shartiga binoan $\omega_1 = \text{const}$ bo'lganligi uchun B nuqtaning tezlanishi quyidagicha bo'ladi.

$$\bar{a}_B = \bar{a}_B^s + \bar{a}_B^n,$$

bu yerda, $a_B^n = \omega_1^2 \cdot l_{AB} = \omega_1^2 \cdot AB \cdot \mu_1$ — markazga intilma tezlanish bo'lib, yo'nalishi B nuqtadan A nuqtaga qarab yo'nalgan bo'ladi; $\bar{a}_B^s = 0$, chunki $\epsilon_1 = d\omega_1/dt = 0$.

Mexanizmning C nuqtasini tezlanishini topish uchun quyidagi vektor tenglamalardan foydalanamiz.

$$\bar{a}_C = \bar{a}_B + \bar{a}_{CB} = \bar{a}_B + \bar{a}_{CB}^s + \bar{a}_{CB}^n$$

bu yerda, $a_B^n = a_B^n = \omega_1^2 \cdot AB \cdot \mu_1$ — B nuqtaning A nuqtaga nisbatan markazga intilma tezlanishi; \bar{a}_{CB}^s — C nuqtaning B nuqtaga nisbatan tangensial tezlanishi bo'lib, uning son qiymati noma'lum bo'lib, yo'nalishi esa BC ga perpendikular; \bar{a}_{CB}^n — C nuqtaning B nuqtaga nisbatan markazga intilma tezlanishi bo'lib, uning son qiymati $a_{CB}^n = [(bc)^2 \cdot \omega_1^2 \cdot \mu_1] / BC$ ga teng bo'lib, C nuqtadan B nuqtaga qarab yo'nalgan bo'ladi.

Mexanizm bo'g'inlari va nuqtalarining tezlanishini topish uchun tezlanishlar rejasini quramiz (2.3-chizma, d). Buning uchun qog'oz sathida π nuqtani tanlaymiz. Ushbu nuqtadan B nuqtaning tezlanishi πb ni yurgizamiz. Bu kesma AB ga parallel bo'ladi va B nuqtadan A nuqtaga qarab yo'nalgan bo'ladi. Uning uzunligi ixtiyoriy bo'lganligi uchun AB ga teng deb olish maqsadga muvofiqdir. So'ngra b nuqtadan a_{CB}^n ni ifodalovchi kesma bn ni BC ga parallel qilib C nuqtadan B

nuqtaga qaratib yo'naltiramiz. Bu kesmaning qiymati quyidagicha bo'ladi.

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

bu yerda, $\mu_a = \omega_1^2 \cdot \mu_l$ - tezlanishlar rejasining masshtabi.

So'ngra n nuqtadan a_{CB}^n tezlanishning yo'nalishini yurgizamiz, uning yo'nalishi BC ga perpendikular bo'ladi. C nuqtaning tezlanishi Ax o'qi bo'ylab yo'nalgan bo'ladi. Shuning uchun π nuqtadan Ax o'qiga parallel chiziq o'tkazamiz. Bu chiziqlar o'zaro kesishib, c nuqtani beradi. Hosil bo'lgan πbc shakl *tezlanishlar rejas*i deyiladi. Tezlanishlar rejasidagi b va c nuqtalarni birlashtirib, C nuqtaning B nuqtaga nisbatan nisbiy tezlanishi a_{CB}^n ni olamiz.

Tezlanishlar rejasidan foydalanib, C nuqtaning B nuqtaga nisbatan burchak tezlanishi ε_2 ning yo'nalishini topish mumkin. Buning uchun tezlanishlar rejasidagi nc kesmaning yo'nalishini C nuqtaga olib kelish kifoyadir. Uning son qiymati

$$\varepsilon_2 = \frac{nc}{BC} \cdot \omega_1^2 \text{ ga teng bo'ladi.}$$

2.5. Kulisali mexanizmning tezlik va tezlanishlarini aniqlash

Kulisali mexanizmlar yetaklovchi bo'g'ini II sinf 2-tartibli va uchinchi ko'rinishli Assur guruhlaridan tashkil topgandir.

2.4-chizmada kulisali mexanizm ko'rsatilgan. Bu mexanizmdagi bo'g'in 1 krivoship to'la aylanish qobiliyatiga egadir. Bo'g'in 2 esa kulisa toshi deyiladi, u bo'g'in 3 kulisa bo'ylab nisbiy va kulisa bilan birga O_2 markaz atrofida aylanma harakat qiladi. A nuqtaning tezligi

$$v_A = O_1A \cdot \omega_1 \mu_l \quad [m/s]$$

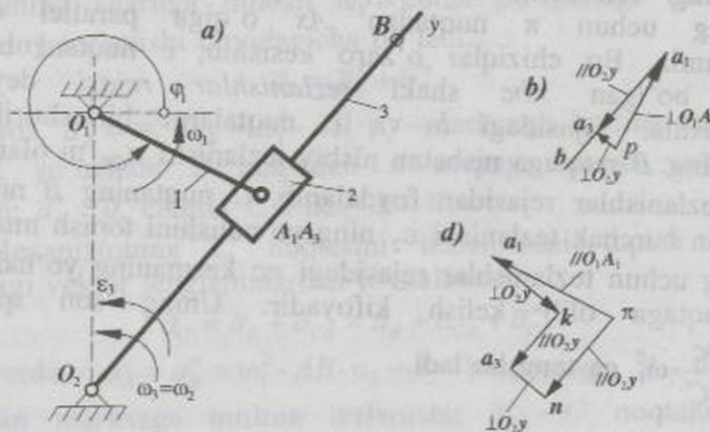
O_1A krivoshipga perpendikular bo'lib, kulisa bo'ylab yo'nalgandir. Mexanizm uchun tezliklar rejasini quramiz.

Buning uchun bo'g'in 3 ga tegishli bo'lgan A_3 nuqtaning tezligini yozamiz.

$$\vec{v}_{A_3} = \vec{v}_{O_2} + \vec{v}_{A_3 O_2} \quad (2.5)$$

$$\vec{v}_{A_3} = \vec{v}_{A_1} + \vec{v}_{A_3 A_1}$$

bu yerda, $\vec{v}_{A_3 O_2} - A_3$ nuqtaning O_2 nuqtaga nisbatan tezligi bo'lib, u $O_2 A_3$ ga perpendikularidir; $\vec{v}_{A_3 A_1} - A_3$ nuqtaning A_1 nuqtaga nisbatan tezligi bo'lib, u $A_3 O_2$ ga parallel bo'ladi.



2.4-chizma.

a) mexanizm tasviri; b) tezliklar rejasi; d) tezlanishlar rejasi.

Tezliklar rejasi mashtabi quyidagicha topiladi.

$$\mu_v = \frac{v_A}{pa} = \frac{O_1 A_1 \cdot \omega_1 \cdot \mu_l}{pa}, \quad \left[\frac{m/s}{mm} \right]$$

bu yerda, pa - ixtiyoriy kesmadir, agar $pa = O_1 A_1$ bo'lsa, u holda tezlik mashtabi quyidagicha bo'ladi:

$$\mu_v = \omega_1 \cdot \mu_l, \quad \left[\frac{m/s}{mm} \right].$$

Tezliklar rejasi quyidagicha quriladi. Qog'oz sathidan p nuqtani tanlab olamiz. Unga $O_1 A_1$ ga perpendikular bo'lgan pa_1 kesmani o'rnatamiz va a_1 nuqtadan $O_2 A_3$ ga parallel, p

nuqtadan esa O_2A_3 ga perpendikular chiziqlar o'tkazamiz va ularni o'zaro kesishtirib, tezliklar rejasini quramiz. B nuqtaning tezligi tezliklar rejasining xossasidan kelib chiqadi va quyidagi tenglikdan topiladi.

$$a_3b = pb \frac{A_3B}{O_3B}$$

Mazkur mexanizmning tezlanishlar rejasini qurish uchun quyidagicha vektor tenglamalari yoziladi:

$$\bar{a}_{A_3} = \bar{a}_{A_1} + \bar{a}_{A_3A_1}^k + \bar{a}_{A_3A_1}^r \quad (2.6)$$

$$\bar{a}_{A_3} = \bar{a}_{O_2} + \bar{a}_{A_3O_2}^n + \bar{a}_{A_3O_2}^t$$

bu yerda, $\bar{a}_{A_3} - A_3$ nuqtaning tezlanishi; $\bar{a}_{A_1} = \omega_1^2 \cdot l_{A_1O_1} - A$ nuqtaning tezlanishi bo'lib, A nuqtadan O_1 markazga qarab yo'nalgan bo'ladi; $\bar{a}_{A_3A_1}^k = 2 \cdot \omega_3 \cdot v_{A_3A_1} -$ Koriolis tezlanishi O_2A ga perpendikular holda yo'nalgandir (Koriolis tezlanishini nisbiy tezlik $v_{A_3A_1}$ yo'nalishini $\omega_2 = \omega_3$ ning yo'nalishiga qarab 90° burchakka burish orqali topiladi); $\bar{a}_{A_3A_1}^r - A_3$ nuqtaning A_1 nuqtaga nisbatan nisbiy tezlanishi bo'lib, BO_2 bo'ylab yo'nalgan bo'ladi; $\bar{a}_{O_2} - O_2$ nuqtaning tezlanishi; $\bar{a}_{A_3O_2}^n - A_3$ nuqtaning O_2 markaz atrofida aylanma harakatidagi markazga intilma tezlanishdir.

$$\bar{a}_{A_3O_2}^n = \frac{v_{A_3O_2}^2}{l_{A_3O_2}} = \frac{(pa_3 \cdot \omega_1)^2 \cdot \mu_l}{O_2A_3}, \quad [m/s^2];$$

$\bar{a}_{A_3O_2}^t - A_3$ nuqtaning O_2 nuqta atrofida aylanma harakatidagi urinma tezlanishi bo'lib, u A_3O_2 ga perpendikular holatda yo'nalgan bo'ladi.

Tezlanishlar rejasini qurish uchun (2.6) tenglamalarni birgalikda yechamiz, buning uchun qog'oz sathida π nuqta tanlab olamiz va

$$\mu_a = \frac{a_A}{\pi a} = \frac{\omega_1^2 \cdot A_3O_1 \cdot \mu_l}{\pi a} = \omega_1^2 \cdot \mu_l, \quad \left[\frac{m/s^2}{mm} \right]$$

masshtabda $\pi a = A_3 O_1$ kesmani A_3 dan O_1 ga qaratib yo'naltiramiz. Koriolis tezlanishining chizmadagi qiymatini topamiz. Bu kesmani a_1 nuqtadan $A_3 O_2$ chizig'iga perpendikular holatda va nisbiy tezlik $v_{A_3 A_2}$ yo'nalishiga 90° burchak ostida ω_2 yo'nalgan tomonga qarab yo'naltiramiz. Koriolis tezlanishining oxiri bo'lgan k nuqtadan nisbiy tezlanishning yo'nalishini chizamiz. Bu yo'nalish $A_3 O_2$ ga parallel bo'ladi.

O_2 nuqtaning tezlanishini yo'naltiramiz, u $a_{O_2} = 0$ bo'lganligi uchun π nuqta ustida yotadi. πn kesmani π nuqtadan $A_3 O_2$ ga parallel holatda yo'naltiramiz, bu kesma $a_{A_3 O_2}^n$ ning tezlanishlar rejasidagi ifodasidir. Hosil bo'lgan n nuqta orqali $A_3 O_2$ ga perpendikular bo'lgan to'g'ri chiziq o'tkazamiz. Bu chiziqni $a_{A_3 A_1}^r$ ning yo'nalishini ifodalovchi chiziq bilan kesishgan nuqtasi istalgan a_3 nuqta bo'ladi va u a_{A_3} tezlanishni ifodalaydi. Hosil bo'lgan shakl tezlanishlar rejasi deyiladi. Kulisa 3 ning burchak tezlanishi quyidagicha aniqlanadi.

$$\varepsilon = \frac{a_{A_3 O_2}^r}{l_{A_3 O_2}} = \frac{na_3}{A_3 O_2} \cdot \omega_1^2, \quad \left[\frac{1}{s^2} \right].$$

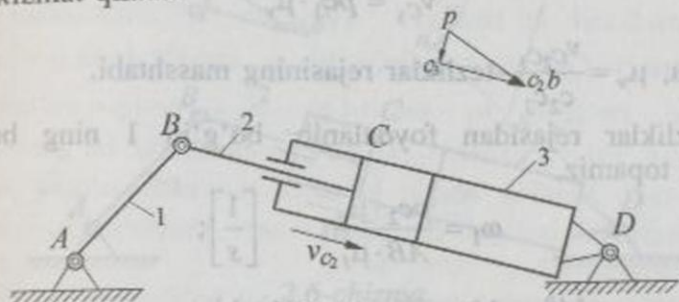
B nuqtaning tezlanishini «o'xshashliklar» qoidasidan foydalanib topamiz.

2.6. O'rta bo'g'ini yetaklovchi bo'lgan mexanizmlarning tezliklarini aniqlash

Mashinasozlikda o'rta bo'g'ini yetaklovchi bo'lgan mexanizmlar ham uchrab turadi. Masalan, gidravlik mashinalarda gidrosilindr orqali harakatning boshqarilishi, ekskavator va yuk ko'tarish mashinalarida mashina platformasining burilishi va h.k lar.

Bunday mexanizmlarning tuzilishi o'ziga xos nazariyani tatbiq etishini talab qiladi.

2.5-chizmada ko'rsatilgan mexanizmga gidrosilindr 3 ga nisbatan harakatlanuvchi porshen 2 yetaklovchi bo'g'indir. Chetki bo'g'inlar 1 va 3 esa yetaklanuvchi bo'g'inlardir. Bunday mexanizmning tezliklarini tezliklar rejalarini ko'rish orqali aniqlash masalasini ko'rib chiqamiz. Demak mazkur mexanizmga o'rta bo'g'in 2 ning gidrosilindr 3 ga nisbatan nisbiy tezligi ma'lum. O'rta bo'g'in 2 ning nisbiy tezligining o'zgarishi va uning turli holatlarida boshlang'ich koordinata bo'lib xizmat qiladi.



2.5-chizma.

Bunday mexanizmlar uchun vektor tenglamalari quyidagicha bo'ladi:

$$\vec{v}_B = \vec{v}_A + \vec{v}_{BA} \quad (2.7)$$

$$\vec{v}_B = \vec{v}_{C_2} = \vec{v}_{CC_3} + \vec{v}_{C_3D}$$

Yuqoridagi (2.7) tenglamalardan v_{CC_3} nisbiy tezlik bo'lib, uning qiymati va yo'nalishi ma'lumdir.

Tezliklar rejalarini qurish quyidagicha olib boriladi. Ixtiyoriy nuqtadan o'tuvchi c_2c_3 kesma tanlab olamiz, bu kesmaning uzunligi tezliklar masshtabida $v_{C_2C_3}$ ning qiymatiga tengdir, ya'ni

$$v_{C_2C_3} = c_2c_3 \cdot \mu_v, \quad [m/s].$$

Shuni ham ta'kidlab o'tish kerakki, C_2 nuqta bilan B_2 nuqtalarning tezliklari bir xildir, chunki ular bitta bo'g'inda joylashgan.

So'ngra bu kesmaning C_2 uchidan bo'g'in AB yo'nalishiga perpendikular va C_2 uchidan C_3D ga perpendikular chiziqlar o'tkazamiz va bu chiziqlarni o'zaro kesishgan nuqtasi tezliklar rejasining qutbi "p" bo'ladi.

Tezliklar rejasidan foydalanib, 1 va 3 bo'g'inlarning tezliklarini topamiz.

$$v_B = pb \cdot \mu_v,$$

$$v_{C_3} = pc_3 \cdot \mu_v$$

bu yerda, $\mu_v = \frac{v_{C_2}C_3}{c_2c_3}$ - tezliklar rejasining masshtabi.

Tezliklar rejasidan foydalanib, bo'g'in 1 ning burchak tezligini topamiz,

$$\omega_1 = \frac{pc_2 \cdot \mu_v}{AB \cdot \mu_l}, \quad \left[\frac{1}{s} \right];$$

bu yerda, $\mu_l = \frac{l_{AB}}{AB}$ - chizmaning masshtabi.

2.7. O'rta bo'g'ini yetaklovchi bo'lgan mexanizmlarning tezlanishlarini aniqlash

Yetaklovchisi o'rta bo'g'in bo'lgan mexanizm uchun tezlanishlar rejasini qurishni ko'rib chiqamiz.

Mexanizm tarkibida gidrosilindr mavjud bo'lsa, u asosan o'rta bo'g'inga o'rnatiladi hamda yetaklovchi vazifani o'taydi. Gidrosilindr shtokining silindrga nisbatan tezligi va unda hosil bo'lgan kuch o'zgarmas bo'ladi [4].

2.6-chizmada o'rta bo'g'ini yetaklovchi bo'lgan mexanizmning tezlanishlar rejasini keltirilgan.

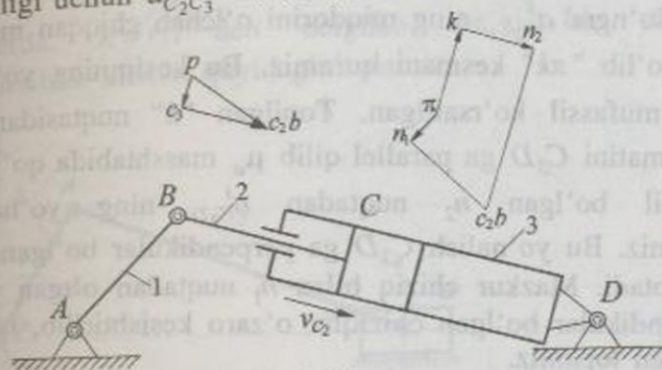
Tezlanishlar rejasini qurish quyidagicha olib boriladi. Mexanizm shtokining ikkala uchi, ya'ni B hamda C_2 nuqtalarning tezligi va tezlanishlari bir xil bo'ladi.

Vektor tenglamalarini yozamiz.

$$\bar{a}_B = \bar{a}_{C_2} = \bar{a}_{BA}^n + \bar{a}_{BA}^t \quad (2.8)$$

$$\bar{a}_{C_2} = \bar{a}_{C_3} + \bar{a}_{C_2C_3} = \bar{a}_{C_3D}^n + \bar{a}_{C_3D}^t + \bar{a}_{C_2C_3}^r + \bar{a}_{C_2C_3}^k$$

Gidrosilindr shtokning nisbiy tezligi $v_{C_2C_3}$ o'zgarmas bo'lganligi uchun $\bar{a}_{C_2C_3}^r = 0$ bo'ladi.



2.6-chizma.

Koriolis tezlanishi $\bar{a}_{C_2C_3}^k$, normal tezlanishlar $\bar{a}_{C_2A}^n$, $\bar{a}_{C_2D}^n$ tezliklar rejasidan foydalanib hisoblanadi, ya'ni $\bar{a}_{C_2C_3}^k = 2 \cdot \omega_3 \cdot v_{C_2C_3}$; $\bar{a}_{BA}^n = \omega_1^2 \cdot l_{AB}$; $\bar{a}_{C_3D}^n = \omega_3^2 \cdot l_{C_3D}$. Bu yerdagi kattaliklarni, ya'ni ω_3 , ω_1 va $v_{C_2C_3}$ larni tezliklar rejasidan foydalanib topish mumkin. Tezlanishlar rejasining mashtabi quyidagicha topiladi:

$$\mu_a = \frac{a_{BA}^n}{\pi n_1}, \quad \left[\frac{m/s^2}{mm} \right]$$

bu yerda, πn_1 - ixtiyoriy kesma; $a_{BA}^n = \omega_1^2 \cdot AB \cdot \mu_l$.

Tezlanishlar rejasini qurish quyidagicha tartibda olib boriladi. Eng avvalo ixtiyoriy bir nuqta π ni tanlaymiz va bu nuqtadan πn_1 kesma uzunligini qo'yamiz. Bu kesma a_{BA}^n tezlanishining μ_a mashtabdagi chizmadagi ifodasi bo'ladi. So'ngra a_{BA}^n ning yo'nalishi bo'yicha (u AB ga perpendikular bo'ladi) n_1 nuqtadan chiziq o'tkazamiz. Bu chiziq ustida a_{BA}^n

ning qiymati yotadi. Lekin a'_{BA} ning qiymati va yo'nalishi hozircha noma'lum bo'lganligi uchun kattaligini ko'rsata olmaymiz. So'ngra (2.8) formuladagi ikkinchi tenglamaga murojaat qilamiz. Bu tenglamada $a'_{C_2C_3} = 0$ bo'lganligi uchun nisbiy tezlanishning qiymati bo'lmaydi va u qutb " π " da yotadi. So'ngra $a^k_{C_2C_3}$ ning miqdorini o'lchab chiqqan miqdorni μ_a ga bo'lib " πk " kesmani quramiz. Bu kesimning yo'nalishi 2.5 da mufassil ko'rsatilgan. Topilgan " k " nuqtasidan $a^n_{C_3D}$ ning qiymatini C_3D ga parallel qilib μ_a masshtabida qo'yamiz.

Hosil bo'lgan n_2 nuqtadan a'_{C_3D} ning yo'nalishini ko'rsatamiz. Bu yo'nalish C_3D ga perpendikular bo'lgan chiziq ustida yotadi. Mazkur chiziq bilan n_1 nuqtadan o'tgan va AB ga perpendikular bo'lgan chiziqlar o'zaro kesishtirilib, izlangan C_2 nuqtani topamiz.

B va C_2 nuqtaning tezlanishi bir xil bo'lganligi uchun

$$a_B = a_{C_2} = \pi c_2 \cdot \mu_a$$

bo'ladi.

Tezlanishlar rejasidan foydalanib quyidagilarni topamiz.

$$\varepsilon_1 = \frac{n_1 b \cdot \mu_a}{AB \cdot \mu_l}; \quad \varepsilon_3 = \frac{n_2 b \cdot \mu_a}{C_3 D \cdot \mu_l}$$

ε_1 va ε_3 larning yo'nalishlari $n_1 b$ va $n_2 b$ kesmalar yo'nalishlari orqali topiladi. Bu haqida yuqoridagi paragraflarda mufassal keltirilganligi uchun bu yerda to'xtalib o'tirmaymiz.

2.8. Mexanizmlar kinematikasini analitik usulda hisoblash

Mexanizmlar kinematikasini analitik usulda hisoblash katta aniqliklarda yechiladi, lekin EHM yordamisiz ushbu masalalarni hal qilib bo'lmaydi. Shuning uchun mexanizmlarni analitik hisoblashni bir necha mexanizmlarni yechish misollarida keltirib o'tamiz.

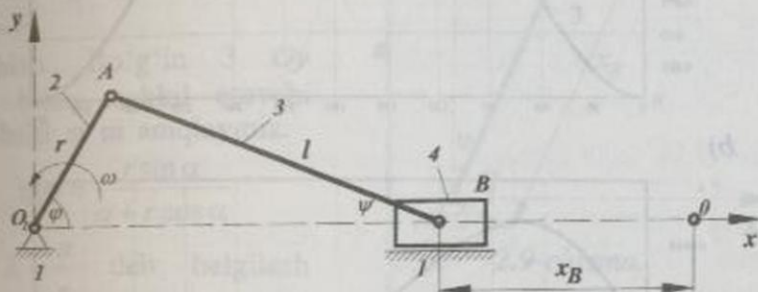
2.3-misol. 2.7-chizmada ko'rsatilgan mexanizmning porsheni C nuqtasi kinematik parametrlari aniqlansin. Buning

uchun EHM yordamida aniqlash uchun «QBASIC» tilida dastur yaratamiz [9].

Yechish. Porshen B nuqtasining yo'l harakati tenglamasini keltirib chiqaramiz. 2.7-chizmaga binoan,

$$x_B = r + l - (r \cos \varphi + l \cos \psi),$$

bu yerda, $\lambda = r/l$ deb belgilab, ba'zi bir matematik o'zgartirishlar kiritib, quyidagini olamiz.



2.7-chizma.

$$x_B = r \left[\left(1 + \frac{\lambda}{4} \right) - \left(\cos \varphi + \frac{\lambda}{4} \cdot \cos 2\varphi \right) \right], \quad (2.9)$$

bu yerda, x_B – porshenning ko'chishi, r – krivoship uzunligi, l – shatun uzunligi, φ – krivoship burilish burchagi.

Porshen B nuqtasining tezlik va tezlanish analogi quyidagi tenglamalar orqali hisoblab topiladi.

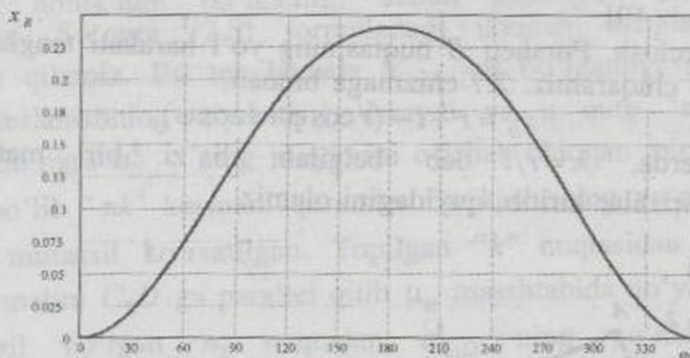
$$v_B = \frac{dx_B}{dt} = r \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\varphi \right) \quad (2.10)$$

$$a_B = \frac{d^2 x_B}{dt^2} = r (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi), \quad (2.11)$$

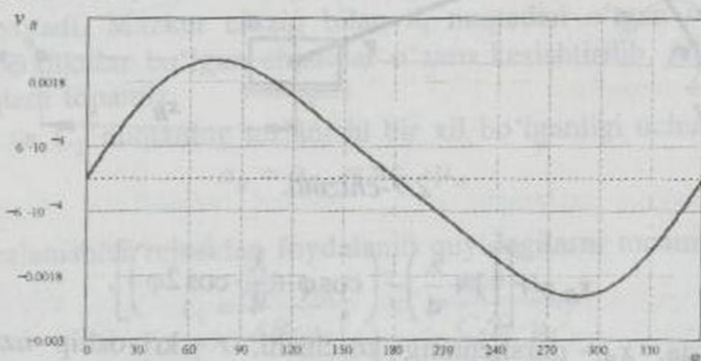
Mexanizmning porsheni B nuqtasining kinematik parametrlari (2.9), (2.10) va (2.11) formulalar orqali aniqlanadi va ularni hisoblash uchun «QBASIC» tilida EHM dasturi yaratilgan [9].

Ushbu dasturni ishlatish orqali (bunda $\omega_2 = 10$ rad/s, $\lambda = 0,35$ bo'lgan holat uchun) quyidagi natijalar olinadi (2.8-chizma).

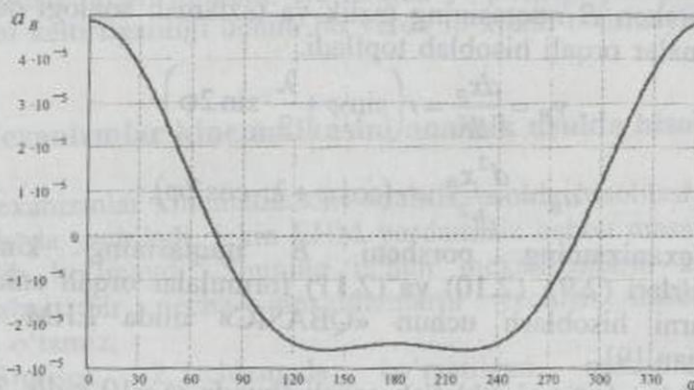
a)



b)



d)



2.8-chizma.

2.4-misol:
2.9-chizmada keltirilgan kulisali mexanizmning kulisa 3 uchun buralish burchagi φ , burchak tezlik ω , burchak tezlanish ε larni topish talab qilinadi.

Berilganlar $l_{AC} = a$,

$l_{AB} = r$.

Yechish. Bo'g'in 3 Oy o'qi bilan tashkil etuvchi burchagi φ ni aniqlaymiz.

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{r \sin \alpha}{a + r \cos \alpha}$$

$\lambda = \frac{a}{r}$ deb belgilash

kiritib,

$$\varphi = \arctg \left(\frac{r \sin \alpha}{a + r \cos \alpha} \right) \quad (2.12)$$

olamiz.

$$\frac{d\alpha}{dt} = \omega_1 \quad \text{va} \quad \frac{d\varphi}{dt} = \omega_3$$

ekanligidan

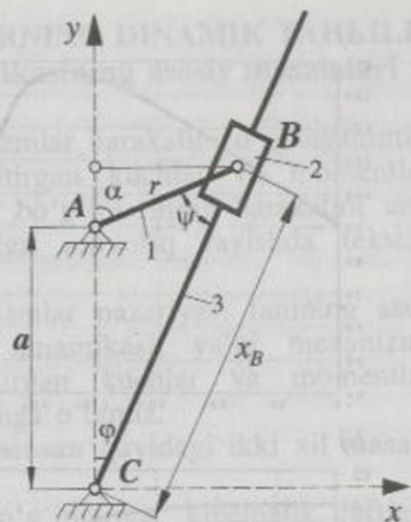
$$\omega_3 = \omega_1 \frac{1 + \lambda \cos \alpha}{1 + 2\lambda \cos \varphi + \lambda^2} \quad (2.13)$$

$\omega_1 = \text{const}$ bo'lgani uchun $\varepsilon_1 = \frac{d\omega_1}{dt} = 0$ ekanligini e'tiborga olib, quyidagini olamiz:

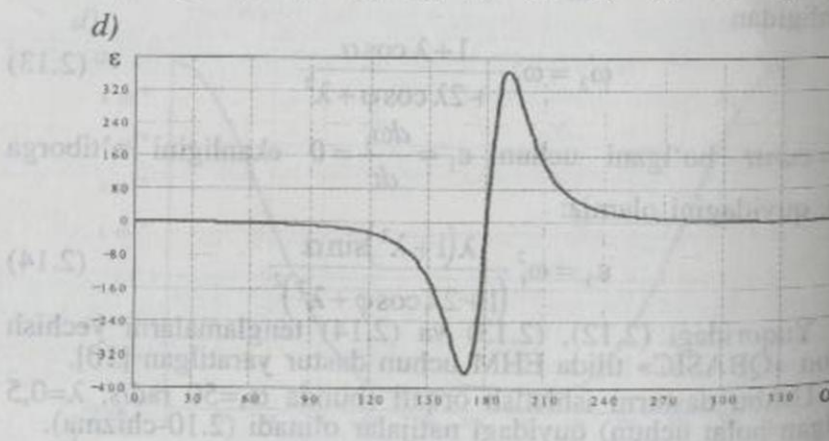
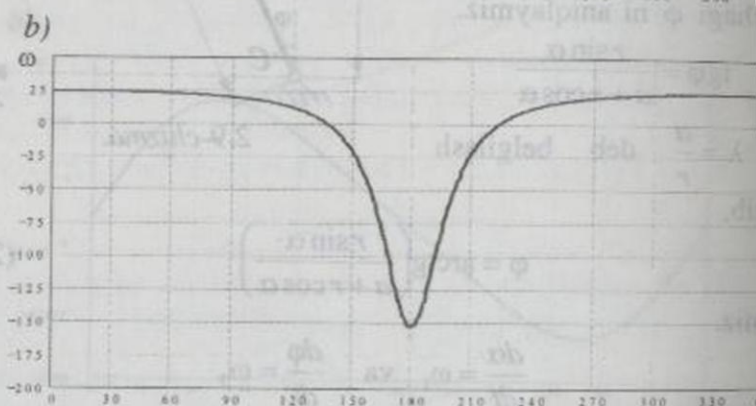
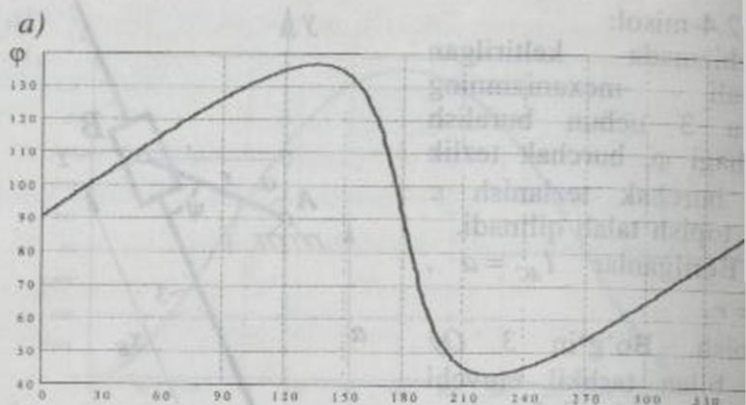
$$\varepsilon_3 = \omega_1^2 \frac{\lambda(1 + \lambda^2) \sin \alpha}{(1 + 2\lambda \cos \varphi + \lambda^2)^2} \quad (2.14)$$

Yuqoridagi (2.12), (2.13) va (2.14) tenglamalarni yechish uchun «QBASIC» tilida EHM uchun dastur yaratilgan [10].

Ushbu dasturni ishlatish orqali (bunda $\omega_1 = 50 \text{ rad/s}$, $\lambda = 0,5$ bo'lgan holat uchun) quyidagi natijalar olinadi (2.10-chizma).



2.9-chizma.



2.10-*chizma*.

III BOB. MEXANIZMLARNING DINAMIK TAHLILI

3.1. Mexanizmlar dinamikasining asosiy masalalari

Biz hozirga qadar mexanizmlar harakatini o'rganganimizda bu harakatlarini vujudga keltirgan kuchlar va momentlarni e'tiborga olmasdan mexanizm bo'g'inlarining harakatini uning yetaklovchi bo'g'ini harakatiga muvofiq ravishda tekshirib chiqdik.

Endi mashina va mexanizmlar nazariyasi fanining asosiy qismi bo'lgan mexanizmlar dinamikasi, ya'ni mexanizmlar harakatini uni vujudga keltirgan kuchlar va momentlarni e'tiborga olgan holda tekshirishga o'tamiz.

Mexanizmlar dinamikasi asosan quyidagi ikki xil masalani hal qiladi:

- 1) Mexanizmga, uning bo'g'inlariga, kinematik juftlariga tashqi kuchlarning, ishqalanish kuchlarining va inersiya kuchlarining ta'sirini hamda bu ta'sirlarni kamaytirish uslublarini o'rganadi;
- 2) Berilgan kuchlar ta'siri ostida mexanizmlarning harakat tartibini va uni amalga oshirish uslublarini o'rganadi.

Bu masalalardan birinchisi mexanizmga ta'sir qiluvchi noma'lum tashqi kuchlarni, kinematik juftlarda hosil bo'ladigan ichki ta'sir kuchlarini topishni o'z oldiga maqsad qilib qo'yadi.

Mexanizmlarga ta'sir qiluvchi kuchlarga gaz yoki suyuqlikning porshenga bergan bosimi (ichki yonish dvigateli, par bilan ishlovchi yuritgich, havo qisgich) elektr yuritgich rotoridagi burovchi moment va hokazolar kiradi. Ba'zi-bir kuchlar mexanizm harakati natijasida paydo bo'ladi, ya'ni inersiya kuchlarining ta'siri ostida paydo bo'ladigan qo'shimcha bosimlar, ishqalanish kuchlari, muhitning qarshilik kuchlari va hokazolardir.

Ba'zan mexanizmga ta'sir qiluvchi tashqi kuch va bo'g'inlarning harakat qonunlari berilgan bo'ladi, bunday hollarda mexanika qonunlariga asoslanib, qolgan kuchlarni topish mumkin. Mexanizmlar dinamikasining bu muammosi mexanizmga ta'sir qiluvchi kuchlarni hisoblash deb ataladi.

Mexanizm harakati vaqtida hosil bo'ladigan inersiya kuchlari va bu kuchlar ta'sirida kinematik juftlarda paydo bo'ladigan qo'shimcha bosimlarni kamaytirish uslublariga mexanizmlarni *muvozanatlash deyiladi*.

Mexanizmlar dinamikasining ikkinchi masalasi mashina va mexanizmlar harakatini ma'lum tartibda saqlab turish uchun kerak bo'ladigan quvvatni aniqlashni o'z oldiga maqsad qilib qo'yadi. Bu masala mashina va mexanizmlar harakatining haqiqiy mohiyatini va uni ma'lum tartibda boshqarish uslublarini qarab chiqadi.

Mexanizmlar dinamikasining bu masalasi berilgan kuchlar ta'sirida mashina va mexanizmlar harakatining nazariyasi deb yuritiladi.

3.2. Mexanizm bo'g'inlariga ta'sir qiluvchi kuchlar. Inersiya kuchlari va momentlari

Mexanizmga ta'sir qiluvchi kuchlar tabiatan ikki xil bo'ladi: tashqi kuchlar va ichki kuchlar.

Tashqi kuchlar — *harakatlantiruvchi kuchlar, qarshilik kuchlari, og'irlik kuchlari va hokazolar*.

Ichki kuchlar — *kinematik juftlardagi reaksiya kuchlari, ishqalanish kuchlari va hokazolar*.

Mexanizmga ta'sir qiluvchi kuchlar o'zlarining ta'sir mohiyatiga qarab quyidagicha bo'ladi:

1) Mexanizm harakatini tezlashtiruvchi kuchlarga *harakatlantiruvchi kuchlar deyiladi*. Bu kuchlarni bajargan ishlari musbat bo'ladi.

2) Mexanizm harakatini kamaytiruvchi kuchlarga *qarshilik kuchlari deyiladi*. Bu kuchlarni bajargan ishlari manfiy bo'ladi. Bu kuchlar o'z navbatida foydali va foydasiz qarshilik kuchlariga bo'linadi.

Bajargan ishi biron bir texnologik jarayonni ta'minlash uchun sarflansa, bunday kuchlarga *foydali qarshilik kuchlari deyiladi*. Bajargan ishi biron bir texnologik jarayonni

ta'minlovchi foydali qarshilikka qo'shimcha ravishda sarflansa, bunday kuchlarga *foydasiz qarshilik kuchlari* deyiladi.

Harakatlantiruvchi kuchlar bajargan ish *sarflangan ish* deyiladi, foydali qarshilik kuchlari bajargan ish *foydali ish* deyiladi, foydasiz kuchlar bajargan ish esa *zararli ish* deyiladi.

Yuqorida ko'rib o'tilgan kuchlarni hisoblash va ularning kinematik juftlarga ta'sirini ko'rsatish mexanizmlar dinamikasining asosiy masalasidan biridir. Mexanizm bo'g'inlariga ta'sir etuvchi kuchlarni hisoblash uchun tashqi kuchlar va bo'g'inlarni harakat qonunlari ma'lum bo'lishi kerak. Masalani yoritish uchun qattiq jismning muvozanat shartini eslaylik (buni *Dalamber tamoyili* deyiladi).

Bu tamoyilni mexanizmlarga tatbiq etsak, unga quyidagi ta'rifni berish mumkin: *agar harakatlanayotgan mexanizmga ta'sir etuvchi kuchlar ichiga inersiya kuchlarini qo'shib qaralsa, bunday mexanizمنى shartli ravishda muvozanat holatda deb qabul qilish mumkin.*

Berilgan kuchlarga inersiya kuchlarini qo'shib hisoblash *kinetostatik hisoblash* deyiladi.

Ma'lumki, mexanizm bo'g'ini murakkab ravishda harakatlanayotgan bo'lsa, u holda uning og'irlik markaziga qo'yilgan inersiya kuchi F_u va inersiya kuchlarining momenti M_u lar mavjud bo'ladi. F_u kuch quyidagi formula bilan topiladi:

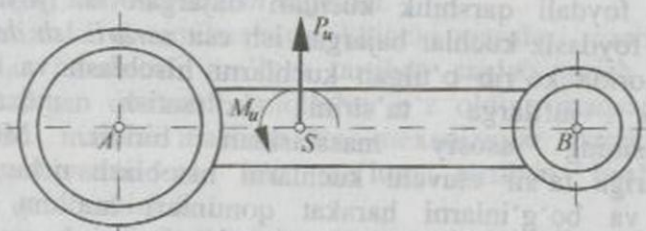
$$\bar{F}_u = -m\bar{a}_S \quad (3.1)$$

bu yerda, $\bar{F}_u - AB$ bo'g'in inersiya kuchlarining vektori, N ; m - bo'g'inning massasi, kg ; \bar{a}_S - og'irlik markazi tezlanishi vektori, $[m/s^2]$.

Mexanizm bo'g'inining inersiya kuchini hisoblashni ko'rsatilgan bo'g'in uchun olib boramiz (3.1-chizma).

AB bo'g'inning A va B nuqtalari tezlanishlari mos ravishda a_A va a_B bo'lsin. Tezlanishlar rejasida ularga mos keluvchi kesmalar πa va πb bo'lsin. Bo'g'inning og'irlik markazining tezlanishini topish uchun a va b nuqtalarni birlashtiramiz va bu kesmada S nuqtaning holatini aniqlaymiz.

$$a_S = \frac{AS \cdot ab}{AB}$$

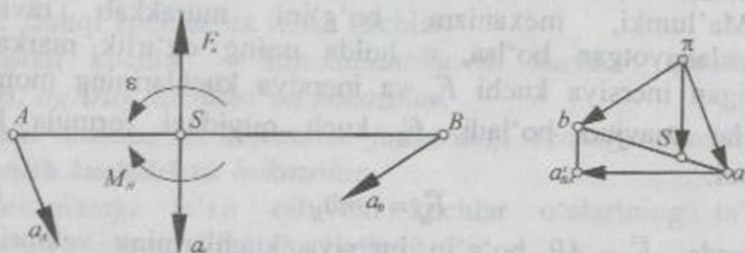


3.1-chizma.

Hosil bo'lgan S nuqtani π bilan birlashtirib, S nuqtaning to'la tezlanishini hosil qilamiz (3.2-chizma).

$$a_S = \pi S \cdot \mu_a.$$

Inersiya kuchi $F_u = -ma_S$ bo'ladi va S nuqtaning tezlanishi a_S ga parallel hamda qarama-qarshi tomonga qarab yo'nalgan bo'ladi.



3.2-chizma.

Inersiya kuchlaridan hosil bo'lgan moment burchak tezlanishi ε ga qarama-qarshi yo'nalgan bo'ladi, ya'ni

$$M_u = -I_S \varepsilon;$$

bu yerda, I_S - bo'g'inning og'irlik markazi orqali o'tuvchi va harakat tekisligiga perpendikular bo'lgan o'qqa nisbatan olingan inersiya momenti; ε - bo'g'inning burchak tezlanishi bo'lib, uning qiymati quyidagi formula bilan aniqlanadi,

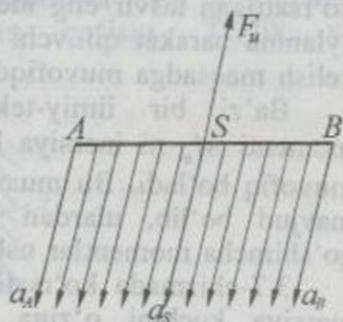
$$|\varepsilon| = \frac{a'_{AB}}{l_{AB}} = \frac{(n_{AB} b) \mu_a}{AB \mu_l}, \quad [s^{-2}];$$

yo'nalishi esa $n_{AB} b$ kesma orqali aniqlanadi.

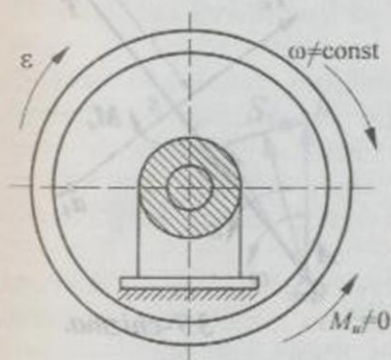
Bo'g'inning harakatidagi ba'zi bir holatlarni ko'rib chiqamiz.

Agar bo'g'in faqat ilgarilanma harakat qilsa, u holda bu bo'g'inning burchak tezlanishi $\varepsilon = 0$ bo'ladi, ya'ni $F_u \neq 0$, $M_u = 0$ bo'ladi (3.3-chizma).

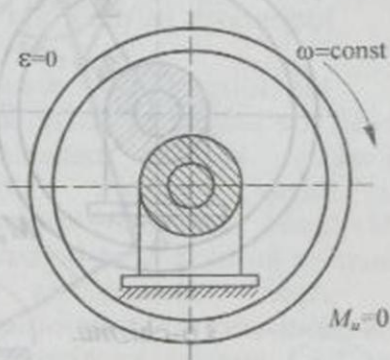
Agar bo'g'in faqat aylanma harakat qilsa (3.4-chizma), u holda bu bo'g'inning og'irlik markazi uning aylanish o'qining ustida yotganligi uchun $a_s = 0$ bo'ladi, ya'ni $F_u = 0$, $M_u \neq 0$ bo'ladi.



3.3-chizma.



3.4-chizma.



3.5-chizma.

Agar bo'g'in bir tekis aylanma harakat qilsa (3.5-chizma), ya'ni $\omega = const$ bo'lsa, u holda bo'g'inning og'irlik markazi ustida yotgan holat uchun

$$F_u = 0, \quad M_u = 0$$

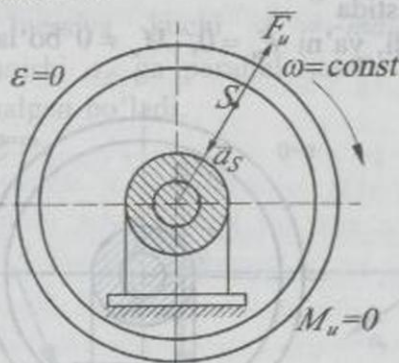
bo'ladi.

Agar bir tekis aylanma harakat qilayotgan bo'g'inning og'irlik markazi S aylanish o'qida yotmagan bo'lsa, u holda $F_u \neq 0$, $M_u = 0$ bo'ladi (3.6-chizma).

Yuqoridagilardan ko'rinib turibdiki 3.5-chizmada ko'rsatilgan tasvir eng ideal holatdir. Mashinalarni loyihalashda aylanma harakat qiluvchi bo'g'inlar harakatini shu holatga olib kelish maqsadga muvofiqdir.

Ba'zi bir ilmiy-tekshirish ishlarida inersiya kuchlari momenti M_u ni inersiya kuchi F_u bilan almashtirish maqsadga muvofiq bo'ladi. Bu muammoni hal qilishda bir necha uslublar mavjud bo'lib, ulardan eng yaqqol va aniq uslub bo'lgan qo'shimcha momentlar uslubidan foydalanamiz.

3.7-chizmada ko'rsatilgan bo'g'inning markazga qo'yilgan inersiya kuchini o'ziga parallel ravishda biron T nuqtaga ko'chiramiz.



3.6-chizma.



3.7-chizma.

Mexanika qoidalariga muvofiq T nuqtaga ko'chirilgan F_u kuchi biron-bir moment ($F_u \cdot h$) bilan birga ko'chadi. Agar bu moment qiymatini $F_u \cdot h \cdot \mu_2 = M_u$ deb qabul qilsak, u holda

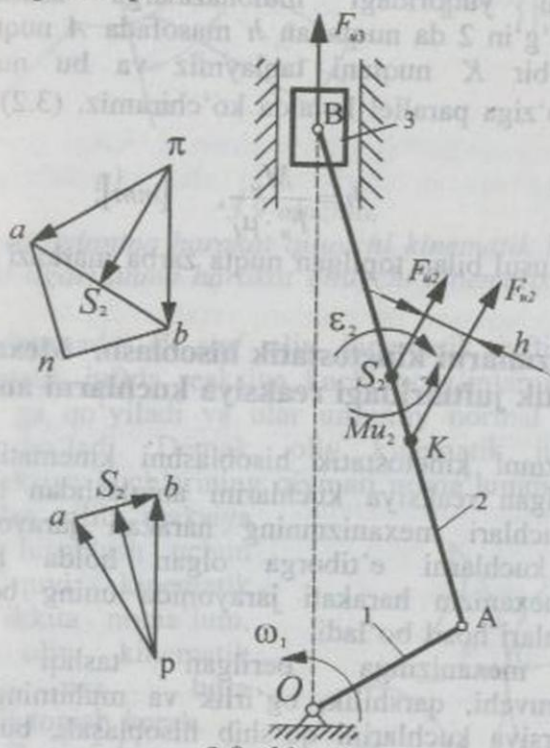
$$h = \frac{M_u}{P_u \cdot \mu_1} \quad (3.2)$$

ekanligi kelib chiqadi. Bu yerda, M_u – bo'g'in inersiya kuchlarining momenti, $N \cdot m$; P_u – bo'g'inning inersiya kuchi,

N ; $h-P$ kuchini ko'chirish kerak bo'lgan yelka, mm ; μ_1 - mexanizm tasvirining masshtabi.

3.1-misol: 3.8-chizmada ko'rsatilgan krivoship-shatunli mexanizm bo'g'inlarining inersiya kuchlarini topamiz.

Mexanizm bo'g'inlarining o'lchamlari va bosh bo'g'inning burchak tezligi $\omega = const$ berilgan bo'lsin. Tezlik va tezlanishlar rejasini quramiz.



3.8-chizma.

1-bo'g'inni og'irlik markazi aylanish o'qi O bilan ustma-ust tushgan bo'lsin. U holda,

1-bo'g'in uchun:

$$F_{u_1} = 0, \quad M_{u_1} = 0.$$

2-bo'g'in uchun:

$$|F_{u_2}| = m_2 a_{S_2} = m_2 \cdot \pi S_2 \cdot \mu_a,$$

$$|M_{u2}| = I_{S2} \cdot \epsilon_2 = \frac{nb \cdot \mu_a}{AB \cdot \mu_l} \cdot I_{S2}$$

3-bo'g'in uchun:

$$|F_{u3}| = m_3 a_B = m_3 \cdot \pi b \cdot \mu_a, \quad M_u = 0.$$

Inersiya kuchlari F_u va inersiya momentlari M_u larning yo'nalishlarini yuqoridagi mulohazalarga asosan ko'rib chiqamiz. Bo'g'in 2 da nuqtadan h masofada A nuqta tomonga qarab biron-bir K nuqtani tanlaymiz va bu nuqtaga F_{u2} kuchini o'z-o'ziga parallel holatda ko'chiramiz. (3.2) formulaga asosan

$$h = \frac{M_u}{F_u \cdot \mu_l}, \quad [mm]; \quad (3.3)$$

Bunday usul bilan topilgan nuqta zarba markazi deyiladi.

3.3. Mexanizmlarni kinetostatik hisoblash. Mexanizmning kinematik juftlaridagi reaksiya kuchlarni aniqlash

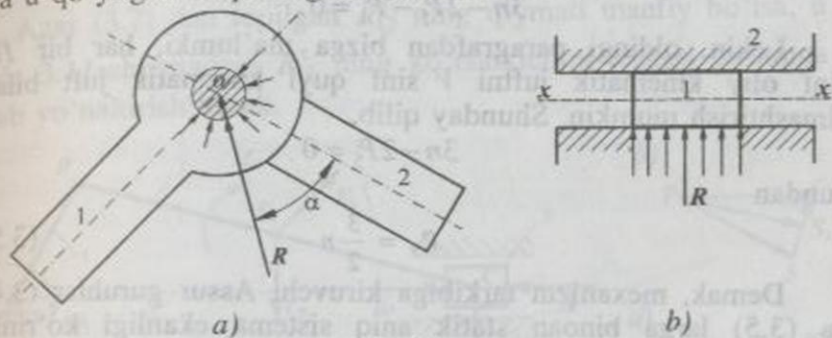
Mexanizmni kinetostatik hisoblashni kinematik juftlarda hosil bo'ladigan reaksiya kuchlarini aniqlashdan boshlaymiz. Reaksiya kuchlari mexanizmning harakati jarayonida hosil bo'ladigan kuchlarni e'tiborga olgan holda hisoblanadi. Ma'lumki mexanizm harakati jarayonida uning bo'g'inlarida inersiya kuchlari hosil bo'ladi.

Agar mexanizmga berilgan tashqi kuchlarga (harakatlantiruvchi, qarshilik, og'irlik va muhitning qarshiligi va h.k.) inersiya kuchlarini qo'shib hisoblasak, bunday hisob *kinetostatik hisob deyiladi*.

Ma'lumki tekis mexanizmlarda P_4 va P_5 , ya'ni V va IV sinf kinematik juftlar mavjuddir. 3.9-chizmada V sinf kinematik juft va unda hosil bo'ladigan reaksiya kuchlari ko'rsatilgan.

3.9-chizma, a dagi aylanma harakat qiluvchi V sinf kinematik juftda hosil bo'ladigan reaksiya kuchi R ning va uning o'qiga nisbatan burchagi α ning qiymatlari noma'lumdir.

3.9-chizma, *b* dagi ilgari lanma harakat qiluvchi *V* sinf kinematik juftda hosil bo'ladigan reaksiya kuchining qiymati R va u qo'yilgan nuqtaning koordinatasi noma'lumdir.



3.9-chizma.

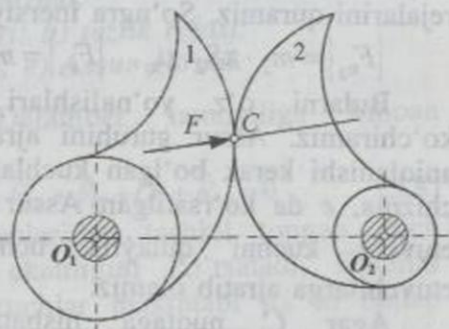
a) aylanma harakat qiluvchi kinematik juft;

b) ilgari lanma harakat qiluvchi kinematik juft;

3.10-chizmada *IV* sinf oliy kinematik jufti ko'rsatilgan. Oliy kinematik juftda reaksiya kuchi bo'g'inlarning bog'lanish nuqtasi C ga qo'yiladi va ular umumiy normal $n-n$ bo'ylab yo'nalgan bo'ladi. Demak, oliy kinematik juftlarda hosil bo'lgan reaksiya kuchlarining qiymati noma'lumdir.

Shunday qilib, reaksiya kuchlarini hisoblash uchun *V* sinf quyi kinematik juftlarida ikkita noma'lum, *IV* sinf oliy kinematik juftlarida esa bitta noma'lumni topish kerak.

Agar *V* sinf kinematik juftlar soni P_5 , *IV* sinf kinematik juftlar soni P_4 bo'lsa, u holda n ta bo'g'in uchun uchta muvozanat tenglamalarni yozish mumkin.



3.10-chizma.

Mexanik sistemaning statik aniqligi shartiga ko'ra yozilgan tenglamalar soni noma'lumlar soniga teng bo'lishi kerak.

$$3n = 2P_5 + P_4 \quad (3.4)$$

yoki

$$3n - 2P_5 - P_4 = 0.$$

Lekin, oldingi paragrafdan bizga ma'lumki, har bir *IV* sinf oliy kinematik juftni *V* sinf quyi kinematik juft bilan almashtirish mumkin. Shunday qilib,

$$3n - 2P_5 = 0$$

bundan

$$P_5 = \frac{3}{2}n \quad (3.5)$$

Demak, mexanizm tarkibiga kiruvchi Assur guruhlar (3.4) va (3.5) larga binoan statik aniq sistema ekanligi ko'rinib turibdi.

3.11-chizmada ko'rsatilgan krivoship-shatunli mexanizmni kinetostatik hisoblash kerak bo'lsin. Berilganlar: mexanizmning bo'g'inlari o'lchamlari, og'irliklari, yetaklovchi bo'g'in burchak tezligi ω_1 , uning holati φ_1 , qarshilik kuchi P_K .

Eng avvalo mexanizm bo'g'inlarining inersiya kuchlari F va bu kuchlarning momentlari M_u larni aniqlaymiz. Bu masala yuqorida ko'rib chiqilgani uchun ular ustida to'xtalmasdan tayyor formuladan foydalanamiz. Eng avvalo tezlik va tezlanish rejalarini quramiz. So'ngra inersiya kuchlarini topamiz:

$$|F_{u_2}| = m_2 \cdot \pi S_2 \cdot \mu_a, \quad |F_{u_3}| = m_3 \cdot \pi c \cdot \mu_a, \quad |M_{u_2}| = I_{S_2} \cdot \varepsilon_2$$

Bularni o'z yo'nalishlari bilan mexanizm tasviriga ko'chiramiz. Assur guruhini ajratib olib, unga aniqlangan va aniqlanishi kerak bo'lgan kuchlar qiymatlarini qo'yamiz. 3.11-chizma, e da ko'rsatilgan Assur guruhidagi A nuqtasiga ta'sir etuvchi kuchni qulaylik uchun ikkita R_{12}^n, R_{12}^t tashkil etuvchilarga ajratib olamiz.

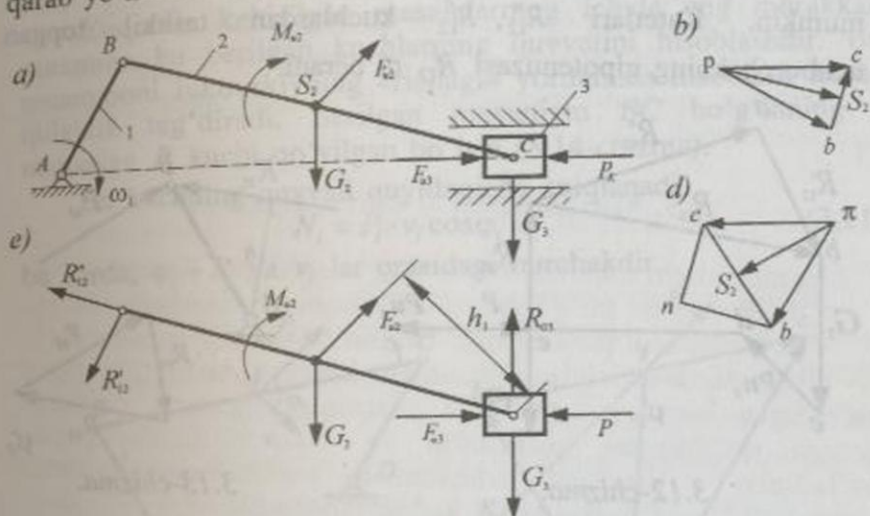
Agar C nuqtaga nisbatan berilgan va noma'lum kuchlardan moment olib muvozanatlik shartini yozsak, quyidagini olamiz

$$\sum M_C = R_{12}^t l_{BC} - M_{u_2} - F_{u_2} h \mu_1 + Q_2 h_2 \mu_1 = 0 \quad (3.6)$$

bu yerdan

$$R'_{12} = \frac{M_{u2} + F_{u2}h_1\mu_1 - Q_2h_2\mu_1}{l_{BC}} \quad (3.7)$$

Agar (3.7) dan topilgan R'_{12} ning qiymati manfiy bo'lsa, u holda 3.11-chizmadagi R'_{12} ning ko'rsatkichini teskari tomonga qarab yo'naltirish kerak.



3.11-chizma.

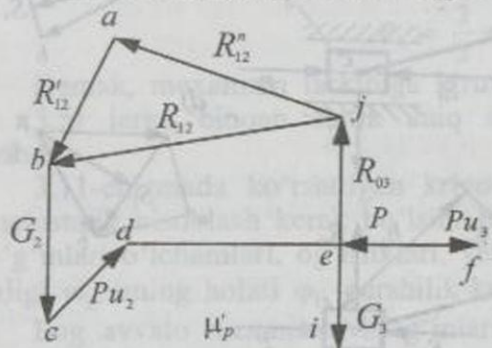
a) mexanizm tasviri; b) tezlik rejasi;
d) tezlanish rejasi; e) Assur guruhi.

Assur guruhi uchun Dalamber tamoyiliga binoan quyidagini yozamiz:

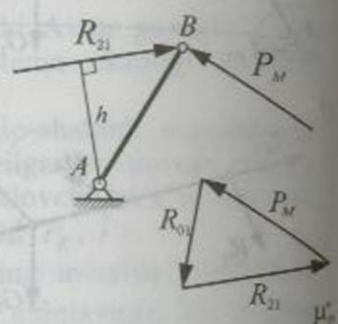
$$\vec{R}'_{12} + \vec{R}'_{22} + \vec{F}'_{u2} + \vec{Q}'_2 + \vec{F}'_{u3} + \vec{P}'_K + \vec{Q}'_3 + \vec{R}'_{03} = 0 \quad (3.8)$$

(3.8) ifoda kuchlar vektorlaridan tashkil topgan kuch ko'pburchagini yopiq kontur ekanligini ko'rsatadi. Kuchlar ko'pburchagini qurish uchun kuchlar masshtabi μ_p ni tanlab olamiz. Bu masshtab qiymati ixtiyoriydir. Chizma qog'oz sathidan ixtiyoriy bir nuqtani tanlab olamiz va bu nuqtadan barcha kattaliklari ma'lum bo'lgan kuchlarni μ_p masshtabda o'z yo'nalishlariga binoan qo'yib chiqamiz (3.12-chizma). So'ngra kattaligi noma'lum bo'lgan R'_{12} , R'_{03} kuchlarni (ularni

yo'nalishlari ma'lum) yo'nalishlari o'zaro kesishguncha davon ettirib, yopiq kontur hosil qilamiz. Noma'lum kuchlar yo'nalishlari konturning yopiqlik shartidan kelib chiqadi. Ularning kattaligi mos kesmalarini μ_p ga ko'paytirish orqali topiladi. Shatun 2 ning porshen 3 ga ta'siri ni porshen 3 ga ta'sir etuvchi kuchlar vektorlarining konturini yopib topish mumkin. Katetlari R_{12}'' , R_{12}' kuchlardan tashkil topgan uchburchakning gipotenuzasi R_{12} ni beradi.



3.12-chizma.



3.13-chizma.

Yetaklovchi bo'g'in 1 ni hisoblaymiz. Buning uchun unga ta'sir etuvchi hamma kuchlarni, R_{12} reaksiya kuchini ham olib kelamiz (3.13-chizma). Bu kuchni o'ziga parallel lekin qarama-qarshi tomonga yo'naltiramiz. A nuqtada reaksiya kuchi R_{01} paydo bo'ladi. Demak, bu yerda noma'lumlar soni ikkita. Shuning uchun bu sistemani muvozanat holatiga keltirish uchun B nuqtasiga kattaligi noma'lum bo'lgan P_M kuchni 90° burchak ostida qo'yamiz. Uning kattaligi (3.9) tenglamadan topiladi.

$$P_M \cdot AB = R_{21} \cdot h \quad (3.9)$$

So'ngra AB bo'g'in uchun kuchlar ko'pburchagini quramiz.

$$\vec{P}_M + \vec{R}_{21} + \vec{R}_{01} = 0 \quad (3.10)$$

Yuqoridagi vektor tenglamaga asosan yopiq kuchlar ko'pburchagini qursak (3.13-chizma), noma'lum bo'lgan reaksiya kuchi R_{01} ni topamiz.

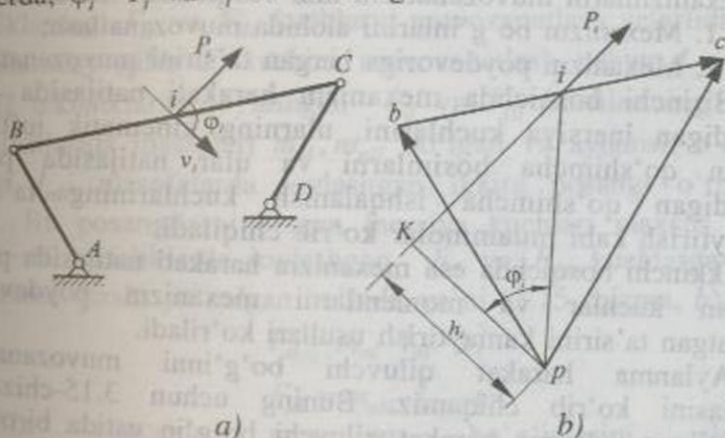
3.4. Jukovskiy teoremasi

Yuqorida keltirilgan masalalarning ichida eng murakkab muammo bu berilgan kuchlarning quvvatini hisoblashdir. Bu muammoni Jukovskiyning «richagi» yordamida hisoblash ancha qulaylik tug'diradi. Berilgan mexanizm BC bo'g'inining i nuqtasiga P_i kuchi qo'yilgan bo'lsin (3.14-chizma).

Bu kuchning quvvati quyidagicha aniqlanadi:

$$N_i = P_i \cdot v_i \cdot \cos \varphi_i \quad (3.11)$$

bu yerda, $\varphi_i - P_i$ va v_i lar orasidagi burchakdir.



3.14-chizma.

a) sharnirli to'rt bo'g'inli mexanizm;

b) burilgan tezliklar rejası.

Quvvat ifodasi (3.11) ni quyidagicha yozamiz:

$$N_i = P_i \cdot (pi) \cdot \mu_v \cdot \cos \varphi_i$$

P_i kuchini burilgan tezliklar rejasining i nuqtasiga ko'chiramiz. P_i kuchining yo'nalishiga p nuqtadan pK perpendikular tushiramiz.

ΔpK_i dan

$$\begin{aligned} pK &= h_i = (p_i) \cos \varphi_i \\ N_i &= P_i \cdot h_i \cdot \mu_v = M(P_i) \end{aligned} \quad (3.12)$$

Yuqoridagi formula (3.12) dan shuni ko'rish mumkinki, berilgan kuchning quvvatini topish uchun eng avvalo buralgan tezliklar rejasini qurish lozim. So'ngra bu rejaning mos nuqtalariga kuchlarni o'z-o'ziga parallel holatda ko'chirib, tezliklar rejasining qutbi p ga nisbatan moment olish kerak. Bu momentning qiymati mexanzimga ta'sir etayotgan kuchning quvvatini beradi.

3.5. Mexanizmlarni muvozanatlash

Mexanizmlarni muvozanatlash ikki bosqichdan iboratdir:

1. Mexanizm bo'g'inlarini alohida muvozanatlash;
2. Mexanizm poydevoriga bergan ta'sirini muvozanatlash.

Birinchi bosqichda mexanizm harakati natijasida hosil bo'ladigan inersiya kuchlarini, ularning kinematik juftlarga bergan qo'shimcha bosimlarni va ular natijasida paydo bo'ladigan qo'shimcha ishqalanish kuchlarining ta'sirini kamaytirish kabi muammolar ko'rib chiqiladi.

Ikkinchi bosqichda esa mexanizm harakati natijasida paydo bo'lgan kuchlar va momentlarni mexanizm poydevoriga ko'rsatgan ta'sirini kamaytirish usullari ko'riladi.

Aylanma harakat qiluvchi bo'g'inni muvozanatlash masalasini ko'rib chiqamiz. Buning uchun 3.15-chizmada ko'rsatilgan aylanma harakat qiluvchi bo'g'in ustida biron bir m_i massaga ega bo'lgan va aylanish o'qidan ρ_i masofada birorta nuqta joylashgan bo'lsin deb faraz qilaylik.

Aylanma harakat qiluvchi bo'g'inning burchak tezligi ω_i bo'lsa, u holda bu bo'g'in harakati jarayonida mazkur nuqta

$$|F_i| = m_i a_i = m_i \omega_i^2 \rho_i \quad (3.13)$$

inersiya kuchiga ega bo'ladi. Bu yerda, ω_i^2 - aylanma harakat qiluvchi bo'g'inning burchak tezligi, $[1/s^2]$ ρ_i - berilgan nuqtaning aylanish o'qigacha bo'lgan masofasi, mm.

$m_i p_i$ – nuqtaning statik momenti bo'lib, nuqta muvozanatsizligi yoki disbalansi deyiladi.

3.15-chizma *a* da ko'rsatilgan bo'g'inni muvozanatlash uchun ikkita *I–I* va *II–II* tekisliklarni o'tkazamiz. Bu tekisliklar tuzatish tekisliklari deyiladi. Ularning aylanish o'qi bilan kesishgan nuqtalari O_1 va O_2 bo'lsin. F_i kuchini ikkita F_{II} va F_{III} kuchlarga ajratamiz va ularni mos ravishda O_1 va O_2 nuqtalarga qo'yamiz. Bu kuchlar quyidagicha shartni qanoatlantirishi kerak:

$$\begin{aligned} F_{II} + F_{III} &= F_i \\ F_{II} \cdot l_I &= F_{III} \cdot l_{II} \end{aligned} \quad (3.14)$$

Yuqoridagi (3.14) formula shuni ko'rsatadiki F_i kuchini muvozanatlash uchun ikkita maxsus *I–I* va *II–II* tekisliklardagi F_{II} va F_{III} kuchlarni muvozanatlash yetarlidir.

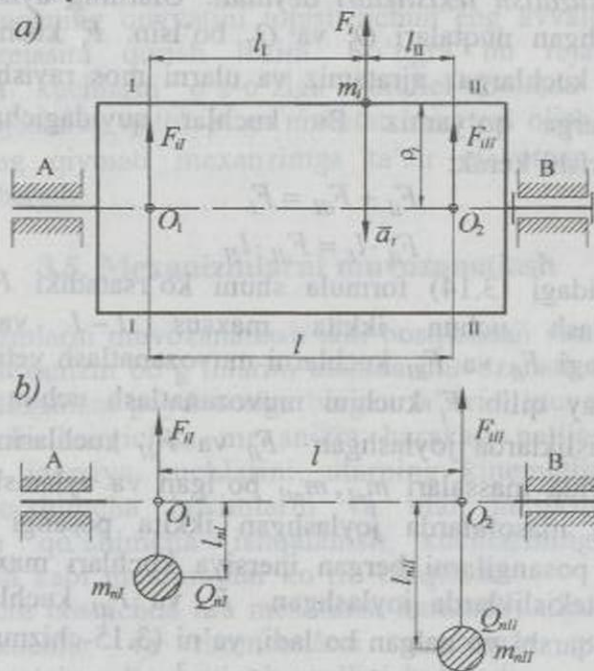
Shunday qilib F_i kuchini muvozanatlash uchun *I–I* va *II–II* tekisliklarda joylashgan F_{II} va F_{III} kuchlarining ta'sir yo'nalishlarida massalari m_{nI} , m_{nII} bo'lgan va aylanish o'qidan l_{nI} va l_{nII} masofalarda joylashgan ikkita posangi o'rnatish kerak. Bu posangilarni bergan inersiya kuchlari maxsus *I–I* va *II–II* tekisliklarda joylashgan F_{II} va F_{III} kuchlarga teng va qarama-qarshi yo'nalgan bo'ladi, ya'ni (3.15-chizma, *b*)

$$\begin{aligned} F_{II} &= m_{nI} \cdot l_{nI} \cdot \omega_i^2 \\ F_{III} &= m_{nII} \cdot l_{nII} \cdot \omega_i^2 \end{aligned} \quad (3.15)$$

Biz yuqorida mexanizm bo'g'inlarini alohida muvozanatlash yo'llarini ko'rib chiqdik. Lekin mexanizmlarni to'la muvozanatlash uchun uning harakati jarayonida poydevorga ko'rsatgan ta'sirini yo'qotish kerak. Bu muammoni 3.16-chizmada ko'rsatilgan mexanizm uchun ko'rib chiqamiz.

Amaliyotda aylanma harakat qiluvchi bo'g'inning konstruksiyasi l_{nI} va l_{nII} larning konkret qiymatlarini taqozo etadi, shuning uchun posangi massalar m_{nI} va m_{nII} larning qiymatlarini tanlash masalani hal qilishga olib keladi.

Bu mexanizmning harakati natijasida hosil bo'lgan F_u kuchni muvozanatlashni ko'rib chiqamiz, bunda inersiya kuchlari momenti M_u ni muvozanatlash masalasini hozircha e'tiborga olmaymiz.



3.15-chizma.

Ma'lumki,

$$\bar{F}_u = -m_s \bar{a}_s$$

bu yerda, $m_s = \sum_i^n m_i$ - hamma qo'zg'aluvchan bo'g'inlar massasi; a_s - mexanizm umumiy og'irlik markazining tezlanishi; F_u - umumiy og'irlik markazining inersiya kuchidir.

Inersiya kuchi F_u ning yo'nalishi tezlanish a_s ga parallel va qarama-qarshi yo'nalgan bo'ladi.

Demak, mexanizmni to'la muvozanatlash uchun, avvalo uning umumiy og'irlik markazi S ning tezlanishi $a_s = 0$

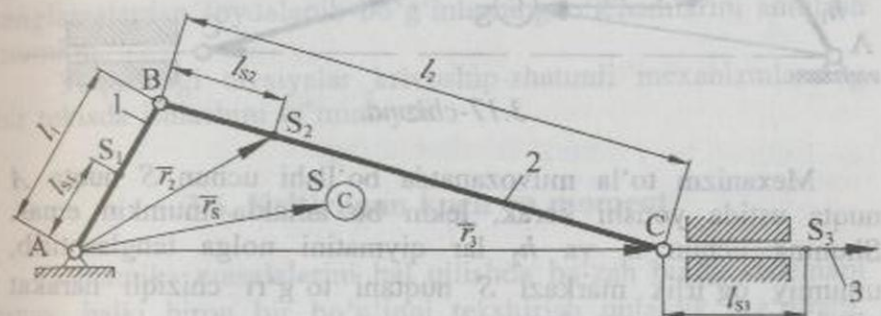
bo'lishi kerak. Yuqorida ko'rsatilgan mexanizm uchun umumiy og'irlik markazi S ning koordinatasini aniqlaymiz. Bu yerda Fisher uslubidan foydalanamiz.

Umumiy og'irlik markazining statik momenti vektori quyidagicha bo'ladi.

$$m_s \bar{r}_s = m_1 \bar{r}_1 + m_2 \bar{r}_2 + m_3 \bar{r}_3$$

bundan

$$\bar{r}_s = \frac{m_1}{m_s} \bar{r}_1 + \frac{m_2}{m_s} \bar{r}_2 + \frac{m_3}{m_s} \bar{r}_3 \quad (3.15)$$



3.16-chizma.

3.16-chizmadan quyidagilarni olamiz:

$$\bar{r}_1 = \bar{l}_s, \quad \bar{r}_2 = \bar{l}_1 + \bar{l}_{s_2}, \quad \bar{r}_3 = \bar{l}_1 + \bar{l}_2 + \bar{l}_3$$

bularni (3.15) ga qo'yib quyidagilarni olamiz:

$$\bar{r}_s = \frac{m_1 \bar{l}_{s_1} (m_2 + m_3)}{m_s} + \frac{m_1 \bar{l}_{s_1} + m_3 \bar{l}_1}{m_s} + \frac{m_1 \bar{l}_{s_3}}{m_s} \quad (3.16)$$

quyidagicha belgilashni kiritamiz:

$$\bar{h}_1 = \frac{m_1 \bar{l}_{s_1} + \bar{l}_1 (m_2 + m_3)}{m_s} \quad (3.17)$$

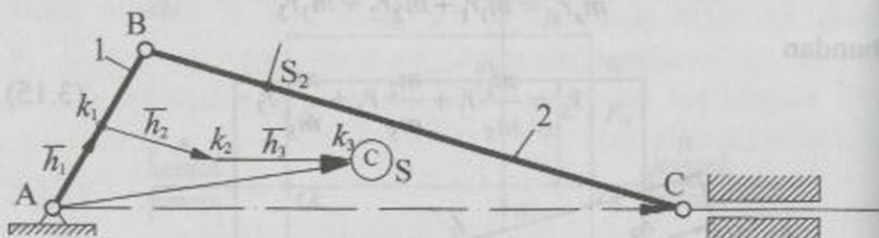
$$\bar{h}_2 = \frac{m_1 \bar{l}_{s_2} + m_3 \bar{l}_1}{m_s} \quad (3.18)$$

$$\bar{h}_3 = \frac{m_1 \bar{l}_{s_3}}{m_s} \quad (3.19)$$

natijada quyidagilarni olamiz:

$$\bar{r}_S = \bar{h}_1 + \bar{h}_2 + \bar{h}_3$$

vektorlar h_1, h_2, h_3 mos ravishda AB, BC va CS_3 bo'g'inlarga paralleldir. 3.17-chizmada h_1, h_2 va h_3 vektorlardan tuzilgan yig'indi vektorning holati ko'rsatilgan.



3.17-chizma.

Mexanizm to'la muvozanatda bo'lishi uchun S nuqta A nuqta ustida yotishi kerak, lekin bu amalda mumkin emas. Shuning uchun h_1 va h_2 lar qiymatini nolga tenglashtirib, umumiy og'irlik markazi S nuqtani to'g'ri chiziqli harakat qiladi deb qarash mumkin.

Agar 3-bo'g'in porshendan iborat bo'lsa, u holda

$$l_{S_3} = 0, \quad l_3 = 0$$

bo'ladi.

(3.17), (3.18) va (3.19) tenglamalar quyidagicha yoziladi.

$$\bar{h}_1 = \frac{m_1 \bar{l}_{S_1} \bar{l}_1 (m_2 + m_3)}{m_S} \quad (3.20)$$

$$\bar{h}_2 = \frac{m_1 \bar{l}_{S_2} + m_3 \bar{l}_1}{m_S} \quad (3.21)$$

$$\bar{h}_3 = 0$$

(3.17), (3.18) va (3.19) tenglamalardan mexanizmni to'la muvozanatlash uchun $\bar{h}_1 = 0, \bar{h}_2 = 0$ bo'lishi kerak, u holda

$$m_1 \bar{l}_{S_1} + m_2 \bar{l}_1 + m_3 \bar{l}_1 = 0; \quad (3.22)$$

$$m_2 \bar{l}_{S_2} + m_3 \bar{l}_1 = 0 \quad (3.23)$$

(3.22) va (3.23) larni ikkala tomonini m_3 ga bo'lib yuborsak, quyidagilar hosil bo'ladi:

$$\frac{m_1}{m_3} \bar{l}_{s1} + \frac{m_2}{m_3} \bar{l}_1 = \bar{l}_1 \quad (3.24)$$

$$\frac{m_2}{m_3} \bar{l}_{s2} = \bar{l}_2; \quad \left| \frac{m_1}{m_3} \right| = \left| \frac{\bar{l}_2}{\bar{l}_{s1}} \right| \quad (3.25)$$

Agar $l_1 = 2l_{s1}$ va $l_2 = 2l_{s2}$ bo'lsa, u holda $m_2 = 2m_3$ va $m_1 = 6m_3$ ekanligini ko'ramiz.

Agar ma'lum bir sababga ko'ra mexanizm bo'g'inlarining massalari ma'lum bo'lsa, u holda (3.24) va (3.25) tenglamalardan foydalanib bo'g'inlarning o'lchamlarini aniqlash mumkin.

Yuqoridagi tavsiyalar krivoship-shatunli mexanizmlarning bir tekisda ishlashini ta'minlaydi.

3.6. Keltirilgan kuch va moment

Dinamika masalalarini hal qilishda ba'zan butun sistemani emas, balki biron bir bo'g'inni tekshirish qulaylik tug'diradi. Buning uchun mazkur bo'g'inni mexanizm tarkibidan ajratib olib unga mexanizm harakati holatidagi dinamik «sharoit» ni yaratish kerak bo'ladi.

Ko'pincha bunday bo'g'in uchun aylanma harakat qiluvchi yetaklovchi bo'g'inni tanlash maqsadga muvofiq bo'ladi. Yuqorida qayd etilgan uslub kuchlarni (momentlarni) va massalarni (inersiya momentlarini) *keltirish uslubi deyiladi*.

Mexanizmga ta'sir etuvchi harakatlantiruvchi kuchlarni va momentlarni mos ravishda P_X va M_X deb, qarshilik kuchlari va momentlarini esa P_K va M_K deb belgilaymiz. Keltirilgan kuch (moment) qo'yilgan bo'g'in *keltirish bo'g'ini*, nuqta esa *keltirish nuqtasi deyiladi*.

Keltirish bo'g'iniga keltirilgan kuchning bajargan ishi yoki quvvati qolgan hamma kuchlarning bajargan ishi yoki quvvatlari yig'indisiga tengdir, ya'ni

$$A_{kel} = \sum A_i = \text{yoki} \quad N_{kel} = \sum N_i \quad (3.26)$$

Keltirish bo'g'inining tasviri 3.18-chizmada keltirilgan.

Agar mexanizm bo'g'inlariga ta'sir etuvchi kuchlar B nuqtaga, momentlar esa A nuqtaga keltirilgan bo'lsa, u holda keltirilgan kuch va momentlar ta'rifiga ko'ra

$$N_{kel} = P_{kel} \cdot v_B = M_{kel} \cdot \omega \quad (3.27)$$

bu yerda, P_{kel} — keltirilgan kuch;

M_{kel} — keltirilgan moment;

v_B — keltirish nuqta tezligi;

ω — keltirish bo'g'inining burchak tezligi.

Yuqoridagi (3.27) dan

$$P_{kel} = \frac{N_{kel}}{v_B} = \frac{\sum N_i}{v_B} \quad (3.28)$$

Berilgan kuchlar va momentlar quvvatlarining yig'indisi quyidagicha bo'ladi:

$$\sum N_i = \sum P_i \cdot v_i \cdot \cos \alpha_i + \sum M_i \omega_i \quad (3.29)$$

bu yerda, P_i , M_i — i bo'g'inga qo'yilgan kuch va moment;

v_i , ω_i — i bo'g'inning chiziqli va burchak tezliklari;

α_i — P_i va v_i orasidagi burchak.

(3.29) ning qiymatini (3.27) va (3.26) larga qo'ysak

$$P_{kel} = \sum P_i \frac{v_i \cdot \cos \alpha_i}{v_B} + \sum M_i \frac{\omega_i}{\omega} \quad (3.30)$$

$$M_{kel} = \sum P_i \frac{v_i \cdot \cos \alpha_i}{\omega} + \sum M_i \frac{\omega_i}{\omega} \quad (3.31)$$

Yuqorida keltirilgan (3.30) va (3.31) lardan ko'rinadiki, keltirilgan kuch P_{kel} va keltirilgan moment M_{kel} lar

mexanizmning holatlariga va mexanizm bo'g'inlarining uzatish nisbatlariga bog'liqdir.

3.7. Keltirilgan massa va inersiya momenti

Keltirilgan massa va keltirilgan inersiya momentlarining kinetik energiyasi mexanizm bo'g'inlari kinetik energiyalarining yig'indisiga teng.

Buning uchun eng avvalo mexanizmning kinetik energiyasini topamiz. Ixtiyoriy i -bo'g'inning kinetik energiyasi quyidagicha bo'ladi:

$$T_i = \frac{1}{2} m_i v_i^2 + \frac{1}{2} I_i \omega_i^2 \quad (3.32)$$

bu yerda, T - i -bo'g'inning kinetik energiyasi;

m_i , I_i - i -bo'g'inning massa va inersiya momentlari;

v_i , ω_i - i -bo'g'inning chiziqli va burchak tezligidir.

(3.32) ifodaning yig'indisi mexanizmning to'la kinetik energiyasini beradi.

$$T = \sum T_i = \frac{1}{2} (\sum m_i v_i^2 + \sum I_i \omega_i^2)$$

Demak, keltirish bo'g'inini va keltirish nuqtasi uchun kinetik energiya ifodasi quyidagicha bo'ladi:

$$T_{kel} = \frac{1}{2} m_{kel} \cdot v^2, \quad T_{kel} = \frac{1}{2} I_{kel} \cdot \omega^2$$

bu yerda, m_{kel} , I_{kel} - mos ravishda keltirilgan massa va inersiya momentlari; v , ω - keltirish nuqtasi va keltirish bo'g'inining chiziqli va burchak tezliklari.

U holda

$$m_{kel} = \sum m_i \left(\frac{v_i}{v} \right)^2 + \sum I_i \left(\frac{\omega_i}{v} \right)^2 \quad (3.33)$$

$$I_{kel} = \sum m_i \left(\frac{v_i}{\omega} \right)^2 + \sum I_i \left(\frac{\omega_i}{\omega} \right)^2 \quad (3.34)$$

Yuqoridagi (3.33) va (3.34) ifodalar keltirilgan massa va inersiya momentlarining ifodasidir, bular tezliklar nisbatining yoki uzatishlar nisbatining kvadratlariga bog'liqdir.

Keltirilgan massa va inersiya momentlari orasida quyidagi bog'lanish mavjud:

$$I_{kel} = m_{kel} \cdot l_{AB}^2 \quad (3.35)$$

bu yerda, l_{AB} - keltirish bo'g'ini uzunligi.

3.8. Mashinalarning mexanik xarakteristikasi

Mexanizmlar dinamikasini tekshirishda yuritgich mashina quvvatini, ish bajaruvchi mashinaning har xil tezlikda qiladigan harakatiga mos kelishligini bilish katta ahamiyatga egadir.

Yuritgich mashinaning yetaklanuvchi o'qidagi yoki ish bajaruvchi mashinaning yetaklovchi o'qidagi moment M yoki quvvat N ni bu o'qlarning burchak tezliklariga bog'liq holda o'zgarish chizig'i mashinalarning *mexanik xarakteristikasi* deyiladi. Shunday qilib mashinalarning mexanik xarakteristikasi deb quyidagicha bog'lanishlarga aytiladi:

$$M = M(\omega), \quad M = M(n),$$

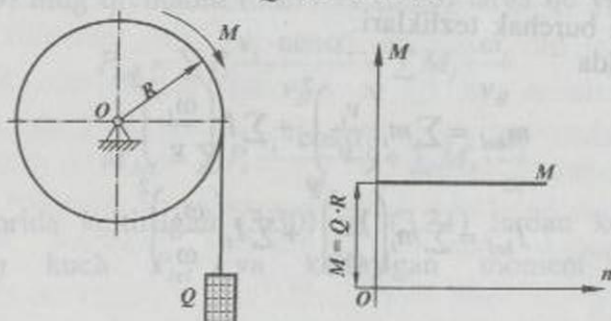
yoki

$$N = N(\omega), \quad N = N(n).$$

Quyida ba'zi-bir mashinalarning mexanik xarakteristikasini ko'rib chiqamiz.

3.19-chizmada ko'rsatilgan yuritgichning mexanik xarakteristikasi quyidagiga teng bo'ladi:

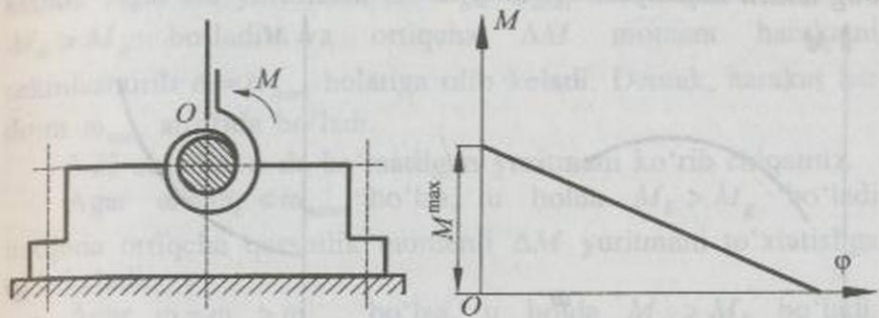
$$M = Q \cdot R = const.$$



3.19-chizma.

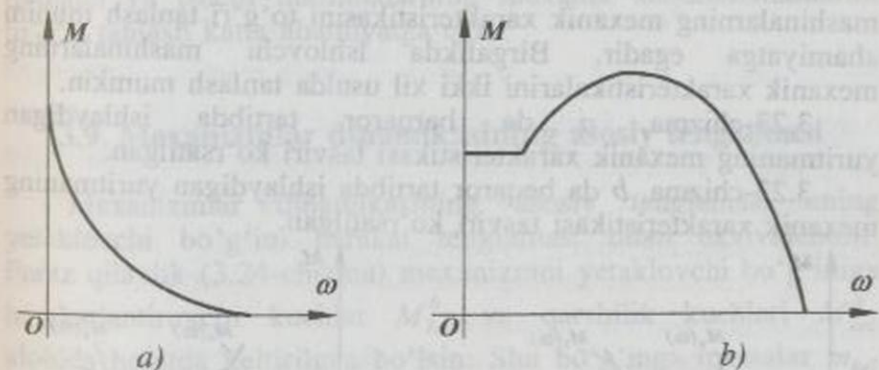
Prujinali yuritgichning mexanik xarakteristikasi 3.20-chizmada keltirilgan.

$$M = M^{\max} - q \cdot \phi$$



3.20-chizma.

Elektr yuritgichlarning mexanik xarakteristikasi 3.21-chizmada ko'rsatilgan.



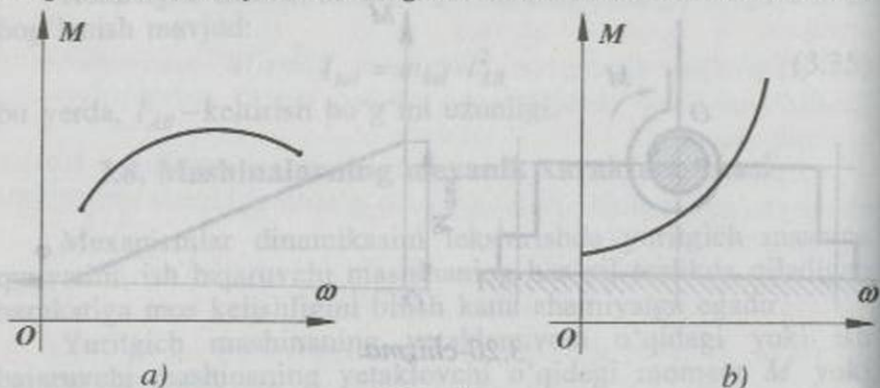
3.21-chizma.

- a) o'zgarmas tok bilan ishlovchi elektr yuritgich;
- b) o'zgaruvchan tok bilan ishlovchi elektr yuritgich.

3.22-chizma, a da karburatorli ichki yonuv dvigateling mexanik xarakteristikasi ko'rsatilgan

$$M_{dv} = M_{dv}(\omega).$$

3.22-chizma, *b* da havo haydovchi ichki mashinaning (ventilator) mexanik xarakteristikasi ko'rsatilgan. Ishchi mashinalarda qarshilik kuchlarining burchak tezlik ω bilan bog'lanish funksiyasi ularning mexanik xarakteristikasi bo'ladi.

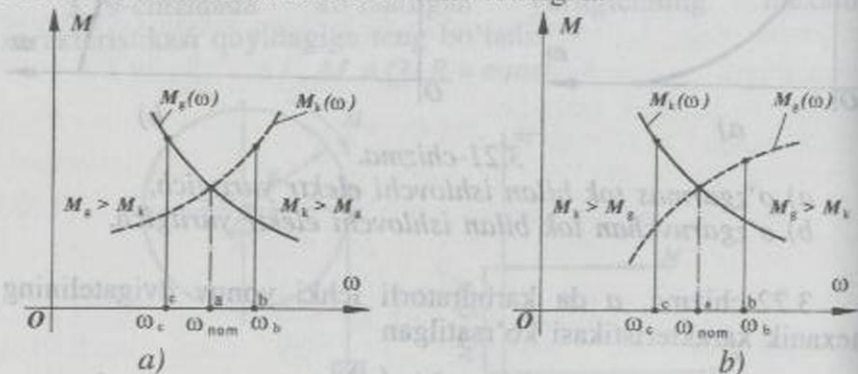


3.22-chizma.

Mashinalar bir tekis ishlashi uchun dvigatellar bilan ishchi mashinalarning mexanik xarakteristikasini to'g'ri tanlash muhim ahamiyatga egadir. Birgalikda ishlovchi mashinalarning mexanik xarakteristikalarini ikki xil usulda tanlash mumkin.

3.23-chizma, *a* da barqaror tartibda ishlaydigan yuritmaning mexanik xarakteristikasi tasviri ko'rsatilgan.

3.23-chizma, *b* da beqaror tartibda ishlaydigan yuritmaning mexanik xarakteristikasi tasviri ko'rsatilgan.



3.23-chizma.

Barqaror tartibda ishlaydigan yuritma agar ω ning qiymati $\omega = \omega_c < \omega_{nom}$ bo'lsa, u holda $M_g > M_k$ bo'ladi va ortiqcha ΔM moment harakatni tezlashtirib, $\omega = \omega_{nom}$ holatiga olib keladi. Agar bu yuritmada $\omega = \omega_b > \omega_{nom}$ bo'lib qolsa, u holda $M_k > M_g$ bo'ladi va ortiqcha ΔM moment harakatni sekinlashtirib $\omega = \omega_{nom}$ holatiga olib keladi. Demak, harakat har doim ω_{nom} atrofida bo'ladi.

3.23-chizma, b da ko'rsatilgan yuritmani ko'rib chiqamiz.

Agar $\omega = \omega_c < \omega_{nom}$ bo'lsa, u holda $M_k > M_g$ bo'ladi natijada ortiqcha qarshilik momenti ΔM yuritmani to'xtatishga olib keladi.

Agar $\omega = \omega_a > \omega_{nom}$ bo'lsa, u holda $M_g > M_k$ bo'ladi. Natijada ortiqcha harakatlantiruvchi moment yuritmani cheksiz ravishda tez yurguzib uni ishdan chiqaradi. Demak, bunday yuritmaning harakati *beqaror* harakatdir.

Shunday qilib, yuritma harakatini amalga oshirishda dvigatel va ishchi mashinalarning mexanik xarakteristikalarini to'g'ri tanlash katta ahamiyatga ega.

3.9. Mexanizmlar dinamikasining asosiy tenglamasi

Mexanizmlar dinamikasining asosiy tenglamasi uning yetaklovchi bo'g'ini harakat tenglamasi bilan ekvivalentdir. Faraz qilaylik (3.24-chizma) mexanizmni yetaklovchi bo'g'iniga harakatlantiruvchi kuchlar M_{kel}^h va qarshilik kuchlari M_{kel}^q alohida holatda keltirilgan bo'lsin. Shu bo'g'inga massalar m_{kel} va inersiya momentlari I_{kel} ham keltirilgan bo'lsin. Eng avvalo, mexanizmning i bo'g'inining kinetik energiyasini yozib olaylik.

$$T_i = \frac{1}{2} (m_i \cdot v_i^2 + I_i \cdot \omega_i^2)$$

agar t vaqt bo'yicha differensiallasak quyidagini olamiz

$$\frac{dT_i}{dt} = \frac{m_i}{2} 2v_i \frac{dv_i}{dt} + \frac{I_i}{2} 2\omega_i \frac{d\omega_i}{dt}$$

$$dT = m_i \cdot a_i \cdot v_i dt + I_i \cdot \varepsilon_i \cdot \omega_i dt$$

Bundan $v_i dt = ds_i$, $\omega_i dt = d\varphi_i$ ekanligini e'tiborga olsak, u holda,

$$dT_i = F_i ds_i + M_i d\varphi_i \quad (3.36)$$

(3.36) tenglikning o'ng tomoni bajarilgan ish A_i ni beradi, u holda

$$dT_i = dA_i \quad (3.37)$$

Bundan ko'rinadiki, mexanizm i bo'g'inining bajarilgan elementar ishi mexanizmining kinetik energiyasining o'zgarishiga tengdir.

Agar (3.37) ifodani keltirish bo'g'ini uchun yozsak

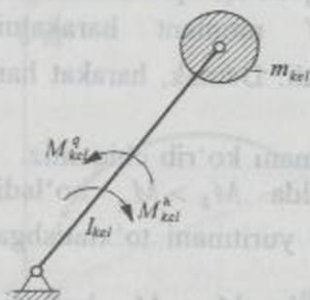
$$dT_{kel} = dA_{kel} \quad (3.38)$$

Yuqorida ko'rsatilgan (3.38) formulani ilgarilma harakat qiluvchi bo'g'in uchun quyidagi ko'rinishda yozamiz.

$$A_{kel}^{Fh} - A_{kel}^{Fq} = \sum \frac{m_{k1} \cdot v_{k1}^2}{2} - \sum \frac{m_{k0} \cdot v_{k0}^2}{2} \quad (3.39)$$

bu yerda, A_{kel}^{Fh} - keltirish bo'g'iniga keltirilgan harakatlantiruvchi kuchlarning bajarilgan ishi; A_{kel}^{Fq} - keltirish bo'g'iniga keltirilgan qarshilik kuchlarining bajarilgan ishi; m_{k1} , m_{k0} - harakat qaralayotgan oraliqning boshlang'ich va oxirgi nuqtalaridagi keltirilgan massalar qiymatidir; v_{k1} , v_{k0} - harakat qaralayotgan oraliqning boshlang'ich va oxirgi nuqtalaridagi tezliklar qiymatidir.

(3.39) tenglama - mashinalarning kinetik energiya ko'rinishidagi harakat tenglamasi deyiladi. Ba'zan (3.39) tenglamada keltirilgan kuch F_{kel}^q va F_{kel}^h lar o'rniga keltirilgan moment M_{kel}^q va M_{kel}^h lar, keltirilgan massa m_{k1} va m_{k0} lar o'rniga keltirilgan inersiya moment I_{k1} va I_{k0} lar, tezlik v_{k1} va v_{k0} lar o'rniga burchak tezlik ω_{k1} va ω_{k0} larni qo'ysak, u holda (3.39) quyidagicha yoziladi.



3.24-chizma.

$$A_{kel}^{Mh} - A_{kel}^{Mq} = \sum \frac{I_{k1} \cdot \omega_{k1}^2}{2} - \sum \frac{I_{k0} \cdot \omega_{k0}^2}{2} \quad (3.40)$$

Natijada biz aylanma harakat qiluvchi mashinalar uchun kinetik energiya ko'rinishidagi harakat tenglamasi (3.40) ni olamiz.

Mashinalarning harakat tenglamalari differensial tenglamalar ko'rinishiga ham egadir. Bu tenglamani keltirib chiqarish uchun quyidagi belgilanishlarni kiritamiz. Keltirilgan harakatlantiruvchi va qarshilik kuchlarining farqini $F_{kel}^h - F_{kel}^q = F_{kel}$ deb belgilasak, u holda (3.36) tenglamani bunday yozish mumkin $dT = dA = F_{kel} \cdot ds$ bundan

$$F_{kel} = \frac{dA}{ds} = \frac{dT}{ds} \quad (3.41)$$

bu yerda, dA – keltirilgan kuchlarning bajargan elementar ishi; ds – keltirilgan nuqtaning elementar siljishi, dT – kinetik energiyaning elementar o'zgarishi.

Kinetik energiyaning qiymatini o'rniga qo'yib quyidagini olamiz:

$$F_{kel} = \frac{d}{ds} \left(\frac{m_{kel} \cdot v^2}{2} \right) \quad (3.42)$$

bu yerda, m_{kel} – keltirilgan massa, u o'zgaruvchan bo'lib o'zgarishi «s» ga bog'liqdir.

$$\frac{d}{ds} \left(m_{kel} \frac{v^2}{2} \right) = m_{kel} \frac{d}{ds} \left(\frac{v^2}{2} \right) + \frac{v^2}{2} \cdot \frac{dm_{kel}}{ds}$$

Lekin

$$\frac{d}{ds} \left(\frac{v^2}{2} \right) = \frac{d}{dv} \left(\frac{v^2}{2} \right) \frac{dv}{ds} = v \frac{dv}{ds} = v \frac{dv \cdot dt}{dt \cdot ds} = \frac{dv}{dt}$$

u holda (3.42) quyidagi ko'rinishga ega bo'ladi:

$$F_{kel} = m_{kel} \frac{dv}{dt} + \frac{v^2}{2} \cdot \frac{dm_{kel}}{ds} \quad (3.43)$$

Agar keltirilgan kuch F_{kel} o'rniga keltirilgan moment M_{kel} , keltirilgan massa m_{kel} o'rniga keltirilgan inersiya moment

I_{kel} , chiziqli tezlik v o'rniga burchak tezlik ω larni qo'ysak, quyidagini olamiz:

$$M_{kel} = I_{kel} \frac{d\omega}{dt} + \frac{\omega^2}{2} \cdot \frac{dI_{kel}}{d\varphi} \quad (3.44)$$

bu yerda, φ – keltirilgan bo'g'inning buralish burchagi.

(3.43) va (3.44) larda keltirilgan tenglamalar *differensial tenglama ko'rinishidagi mashina harakatining tenglamasidir*.

Shuni ham ta'kidlab o'tish kerakki, mashinalarning harakat qonunlarini aniqlash uchun yuqoridagi (3.43) va (3.44) tenglamalardan keltirish bo'g'inning haqiqiy harakat qonunini bilish yetarlidir, yoki boshqacha qilib aytganda, keltirish bo'g'inning boshlang'ich koordinatasini t vaqtning o'zgarishiga qarab o'zgaradigan funksiya ekanligini ifodalash mashinaning harakat qonunini aniqlashga olib keladi.

Yuqoridagi (3.43) va (3.44) tenglamalar *ikkinchi tartibli Lagranj shaklidagi mexanizmning harakat tenglamasi deyiladi*.

Ma'lumki mexanizm tekis harakat qilishi uchun keltirilgan harakatlantiruvchi va qarshilik kuchlarining bajargan ishlari o'zaro teng bo'lishi kerak. Buning uchun (3.43) va (3.44) tenglamalardagi keltirilgan massa m_{kel} va keltirilgan inersiya moment I_{kel} larning o'zgarmas qiymatlarga ega bo'lishligi zarurdir, ya'ni $m_{kel}(S) = const$, $I_{kel}(\varphi) = const$ bo'lishlari kerak.

Bu mexanizmlar dinamikasining moddiy nuqta dinamikasidan farqli ekanligini bildiradi.

3.10. Mashina va mexanizmlar harakatining notekisligi

Biz yuqoridagi mulohazalarda mashina va mexanizmlar harakatining barqaror holatda ro'y berishi uchun harakatlantiruvchi mexanizmning va ishchi mexanizmning bir sikl davomida bajargan ishlarining yig'indisi o'zaro teng bo'lishi kerak ekanligiga urg'u bergan edik.

Haqiqatan ham murakkab tuzilishga ega bo'lgan mexanizmga ta'sir etayogan kuchlarni hamda massalarni uning biror nuqtasiga yoki biror bo'g'iniga keltirsak, u holda bu bo'g'inning yoki nuqtaning harakatini butun berilgan mexanizm harakati bilan bir xil deb qabul qilsak bo'ladi.

Keltirilgan bo'g'inning ikkita holati uchun uning kinetik energiyasini yozamiz, ular

$$T_0 = \frac{1}{2} m_{k0} v_0^2; \quad T_1 = \frac{1}{2} m_{k1} v_1^2$$

bo'ladi. Bu yerda, m_{k0} , v_0 - mexanizm harakatning sikl boshidagi holatiga keltirilgan massasi va tezligidir; m_{k1} , v_1 - mexanizm harakatining sikl oxiridagi holatiga keltirilgan massasi va tezligidir.

U holda kinetik energiyaning o'zgarishi natijasida bajarilgan ish quyidagicha bo'ladi:

$$\frac{1}{2} (m_{k1} v_1^2 - m_{k0} v_0^2) = \sum A \quad (3.45)$$

(3.45) dan quyidagini olamiz.

$$v_1 = \sqrt{\frac{2 \sum A}{m_{k1}} + \frac{m_{k0}}{m_{k1}} v_0^2} \quad (3.46)$$

Shu yo'sinda, agar keltirish bo'g'ini aylanma harakat qilsa

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{2 \sum A}{I_{k1}} + \frac{I_{k0}}{I_{k1}} \omega_0^2} \quad (3.47)$$

(3.46) va (3.47) tenglamalardan keltirish bo'g'inning oniy tezliklari qiymatlarini topish mumkin. Lekin bu tezliklar bir sikl ichida o'zgaruvchan bo'ladi va mexanizm harakatining notekisligini keltirib chiqaradi. Bu hodisa mashinalarning chidamliligiga aks ta'sir etadi va uning unumdorligi pasayadi. Mashinalarni ishlab chiqarishda bunga katta ahamiyat berilishi kerak. Mashina bosh bo'g'ining harakati mumkin qadar tekis harakat qilishi kerak.

Bu talabni amalga oshirish uchun konstruktor notekislikni keltirib chiqaruvchi omillarni bartaraf etish va birinchi navbatda (3.46) va (3.47) tenglamalardagi m_k , I_k larning qiymatlarini, bo'g'inlarning o'lcham va massalarini to'g'ri tanlashni taqozo etiladi.

Mexanizm bo'g'inlarining o'lchamlari, massalari va ularning o'zaro joylashishini tanlab keltirish bo'g'inning tezligini muqarrar ravishda barqarorlashtirish mumkin. Lekin bu muammoni batafsil hal qilib bo'lmaydi.

Mexanizm bosh bo'g'inining tezligi umuman olganda bir sikl davomida o'zgaruvchan bo'ladi. Bu o'zgarish davriy va nodavriy bo'lishi mumkin. Tezlikning davriy ravishda o'zgarishini mexanizm bo'g'inlarining o'lchamlarini tanlash orqali barqarorlashtirish mumkin.

Lekin tezlikning nodavriy o'zgarishini barqarorlashtirish uchun esa alohida uskunalarni (regulatorlarni) qo'llash orqali amalga oshiriladi.

Mexanizm bosh bo'g'inining tezligini o'rganish uchun tezlikning o'rtacha qiymatini aniqlaymiz.

$$v_{o'rt} \approx \frac{v_{\max} + v_{\min}}{2} \quad (3.48)$$

$$\omega_{o'rt} \approx \frac{\omega_{\max} + \omega_{\min}}{2}$$

bu yerda, v_{\max} , ω_{\max} – mexanizm bosh bo'g'inining chiziqli va burchak tezliklarining maksimal qiymatlari; v_{\min} , ω_{\min} – mexanizm bosh bo'g'inining chiziqli va burchak tezliklarining minimal qiymatlari.

Tezliklarning maksimal va minimal qiymatlari orasidagi farqni ularning o'rtacha qiymatiga bo'lgan nisbati mashina va mexanizmlar harakatining notekislik koeffitsienti deyiladi.

$$\delta = \frac{v_{\max} - v_{\min}}{v_{o'rt}} \quad (3.49)$$

yoki

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{o'rt}} \quad (3.50)$$

Mashina va mexanizmlar bosh bo'g'inining harakatini barqarorlashtirish shu mashina uchun δ ning qiymatini minimallashtirish va hech bo'lmaganda uni ma'lum bir chegarada o'zgarishini taqozo qiladi. Har bir ishlab chiqarilgan mashina va mexanizm uchun δ ning chegarasi oldindan beriladi va konstruktordan bu tavsiyaga rioya etish talab qilinadi.

Ma'lumki, δ mashina bosh bo'g'inining tezligini maksimal va minimal qiymatlari orasidagi o'zgarishini bildirmaydi.

Masalan, 3.25-chizmada harakatning notekisligi « δ » bir xil

bo'lgan ikkita mexanizmning harakati keltirilgan.

Bu dinamik jarayonni ko'rsatish uchun akademik I.I. Artobolevskiy quyidagi formulani taqdim etdi.

$$K = \frac{\varepsilon_{ext}}{\omega_{o'rt}^2} \quad (3.51)$$

bu yerda, K – dinamik koeffitsient (Artobolevskiy koeffitsienti);

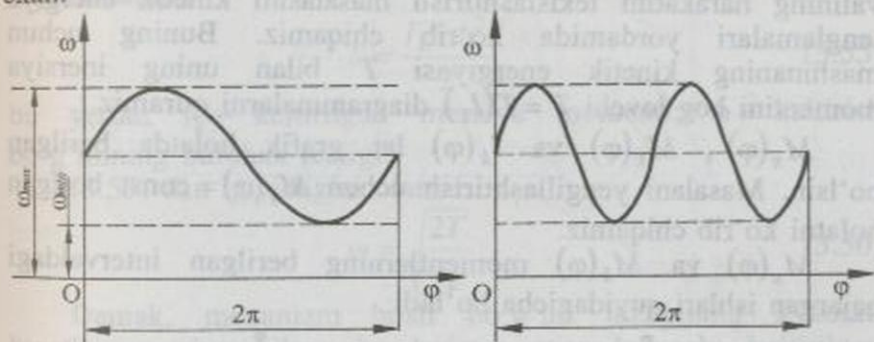
ε_{ext} – mashina bosh bo'g'inining eng katta burchak tezlanishi;

$\omega_{o'rt}$ – mashina bosh bo'g'inining o'rtacha burchak tezligi.

(3.51) ning surat va maxrajini I_k ga ko'paytirsak, u holda

$$K = \frac{\varepsilon_{ext} \cdot I_k}{\omega_{o'rt}^2 \cdot I_k} = \frac{M_{ext}}{2 \cdot T_{o'rt}} \quad (3.52)$$

Demak, mashina bosh bo'g'in harakatini dinamik koeffitsienti K ta'sir qiluvchi ekstremal momenti M_{ext} ning o'rtacha kinetik energiya ikkilamchisiga bo'lgan nisbatiga teng ekan.



3.25-chizma.

Endi mashina bosh bo'g'inining bir sikl davomida tezliklarining haqiqiy qiymatlarini topishga o'tamiz. Buning uchun (3.46) va (3.47) formulalarni quyidagicha yozamiz:

$$v_i = \sqrt{\frac{2(\sum A + T_0)}{m_{k_i}}} \quad (3.53)$$

$$\omega_i = \sqrt{\frac{2(\sum A + T_0)}{I_{k_i}}} \quad (3.54)$$

bu yerda, $\sum A$ – harakatlantiruvchi va qarshilik kuchlarining bajargan ishlari algebraik yig'indisi.

Yuqoridagi formulalardan mexanizm bosh bo'g'inining tezliklari shu mexanizmga ta'sir etuvchi harakatlantiruvchi va qarshilik kuchlarining bajargan ishlarining algebraik yig'indisi, bosh bo'g'inga keltirilgan inersiya momenti va boshlang'ich kinetik energiyalarning qiymatlari orqali aniqlanar ekan.

Masalani hal qilish harakatlantiruvchi moment M_x , qarshilik momenti M_k , keltirilgan inersiya moment I_k larning qay tarzda berilishiga bog'liq.

Ko'pincha texnik masalalarda $M_x(\varphi)$, $M_k(\varphi)$ va $I_k(\varphi)$ lar grafik ko'rinishida beriladi. Shuning uchun biz mashina bosh valining harakatini tekislashtirish masalasini kinetik energiya tenglamalari yordamida ko'rib chiqamiz. Buning uchun mashinaning kinetik energiyasi T bilan uning inersiya momentini bog'lovchi $T = T(I_k)$ diagrammalarni quramiz.

$M_x(\varphi)$, $M_k(\varphi)$ va $I_k(\varphi)$ lar grafik holatda berilgan bo'lsin. Masalani yengillashtirish uchun $M_k(\varphi) = \text{const}$ bo'lgan holatni ko'rib chiqamiz.

$M_x(\varphi)$ va $M_k(\varphi)$ momentlarning berilgan intervaldagi bajargan ishlari quyidagicha bo'ladi:

$$A_{M_x} = \int_0^{\varphi} M_x d\varphi ; \quad A_{M_k} = \int_0^{\varphi} M_k d\varphi .$$

bu yerda, φ – mexanizm bosh bo'g'inining buralish burchagi. Bu ishlarining qiymatlari berilgan grafiklarning absissa o'qlari va mos ravishda qaralayotgan interval ordinatalari orasidagi yuzalarni o'qlar masshtablari (μ_M, μ_φ) ga bo'lgan ko'paytmalari orqali hisoblanadi.

Ma'lumki mexanizmning bir holatdan ikkinchi holatga o'tishidagi kinetik energiyaning o'zgarishi shu holatlar oralig'idagi bajarilgan ishga teng keladi. Ya'ni mos intervaldagi

kinetik energiyaning o'zgarishi yoki shu intervalda bajarilgan ish berilgan $M_x(\varphi)$ va $M_k(\varphi)$ momentlar grafiklarini mazkur intervaldagi yuzalarining algebraik yig'indisiga tengdir.

Shunday qilib

$$\Delta T_{ab} = T_b - T_a = \mu_\phi \cdot \mu_M (\bar{ab} - \overline{ab})$$

Kinetik energiyaning o'zgarishi har doim $M_x(\varphi)$ va $M_k(\varphi)$ momentlar bilan qamralgan yuzaga va miqdori ushbu yuzalarning algebraik yig'indisiga teng bo'lgan natijalovchi yuzaga to'g'ri proporsionaldir. Natijalovchi yuzaning ishorasi musbat bo'lsa, kinetik energiyaning o'zgarishi musbat bo'ladi, aks holda esa kinetik energiyaning o'zgarishi manfiy bo'ladi. Bir sikl davomida intervallarga mos keluvchi yuzalarni hisoblab $\Delta T(\varphi)$ diagrammasini quramiz.

Endi mexanizm bosh bo'g'inining tezliklarini topishga o'tamiz. Buning uchun kinetik energiya tenglamasidan foydalanamiz.

$$T = \frac{I_k \cdot \omega^2}{2} \quad (3.55)$$

bu yerda, I_k - keltirilgan inersiya momenti; ω - keltirish bo'g'inining burchak tezligi.

(3.55) dan quyidagini olamiz:

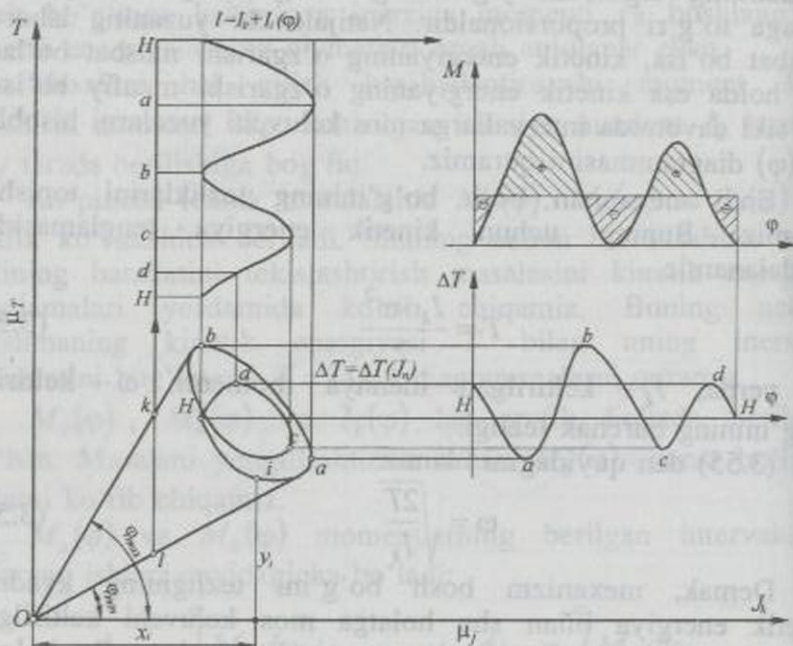
$$\omega = \sqrt{\frac{2T}{I_k}} \quad (3.56)$$

Demak, mexanizm bosh bo'g'ini tezligining kvadrati kinetik energiya bilan shu holatga mos keluvchi keltirilgan inersiya momentining nisbatiga proporsional ekan. Bu holatni yaxshiroq izohlash uchun $T(I_k)$ diagrammasini quramiz. Bu diagrammani Vittenbauer diagrammasi deb yuritiladi.

Bu diagrammaning istalgan nuqtasining koordinatalari ma'lum masshtabda shu nuqtaga to'g'ri keluvchi kinetik energiya va keltirilgan inersiya momentlarini beradi. 3.26-chizmada mazkur diagrammani qurish ko'rsatilgan.

Diagrammani qurish osonroq bo'lishi uchun $I_k(\varphi)$ grafigini $\Delta T(\varphi)$ ga nisbatan 90° ga burab joylashtiramiz. $T(I_k)$

diagrammasi qurish quyidagicha olib boriladi: $I(\varphi)$ va $\Delta T(\varphi)$ larni bir-biriga mos keluvchi nuqtalardagi qiymatlarini bir xil harflar bilan (H, a, b, e, c, d, H) belgilaymiz va shu harflarning $I_k(\varphi)$ dan joylashganlaridan vertikal, $\Delta T(\varphi)$ da joylashganlaridan esa gorizontal chiziqlar chiqarib, ularni o'zaro kesishtirsak yopiq kontur hosil bo'ladi. Bu kontur Vitterbauer diagrammasi deyiladi.



3.26-chizma.

Vitterbauer diagrammasining biror i -nuqtasi uchun

$$\operatorname{tg} \psi_i = \frac{i-1}{0-1} \quad (3.57)$$

tenglamasini yechamiz. (3.57) ning ikkala tomonini μ_T/μ_{I_k} ga

ko'paytirsak, u holda $\operatorname{tg} \psi_i \cdot \frac{\mu_T}{\mu_{I_k}} = \frac{(i-1) \cdot \mu_T}{(0-1) \cdot \mu_{I_k}} = \frac{T_i}{I_k} = \frac{\omega_i^2}{2}$ bundan

$$\omega_i = \sqrt{2 \operatorname{tg} \psi_i \cdot \frac{\mu_T}{\mu_{I_k}}} \quad (3.58)$$

(3.58) dan agar $\psi_i = \psi_{\max}$ bo'lsa, $\omega_i = \omega_{\max}$ bo'ladi; agar $\psi_i = \psi_{\min}$ bo'lsa, $\omega_i = \omega_{\min}$ bo'ladi.

Yuqoridagi mulohazalarga asosan (3.58) formuladan quyidagilarni olamiz:

$$\omega_{\max}^2 = 2 \operatorname{tg} \psi_{\max} \cdot \frac{\mu_T}{\mu_{I_k}} \quad (3.59)$$

$$\omega_{\min}^2 = 2 \operatorname{tg} \psi_{\min} \cdot \frac{\mu_T}{\mu_{I_k}}$$

yoki

$$\operatorname{tg} \psi_{\max} = \frac{\omega_{\max}^2}{2} \cdot \frac{\mu_{I_k}}{\mu_T} \quad (3.60)$$

$$\operatorname{tg} \psi_{\min} = \frac{\omega_{\min}^2}{2} \cdot \frac{\mu_{I_k}}{\mu_T}$$

(3.48) va (3.49) lardan foydalanib quyidagilarni yozamiz:

$$2\omega_{o'rt} = \omega_{\max} + \omega_{\min} \quad (3.61)$$

$$\delta\omega_{o'rt} = \omega_{\max} - \omega_{\min}$$

bundan

$$\omega_{\max} = \omega_{o'rt} \left(1 + \frac{\delta}{2} \right) \quad (3.62)$$

$$\omega_{\min} = \omega_{o'rt} \left(1 - \frac{\delta}{2} \right)$$

Ikkala tomonni kvadratga ko'tarib quyidagini olamiz:

$$\omega_{\max}^2 = \omega_{o'rt}^2 \left(1 + \frac{\delta}{2} \right)^2 \approx \omega_{o'rt}^2 (1 + \delta) \quad (82)$$

$$\omega_{\min}^2 = \omega_{o'rt}^2 \left(1 - \frac{\delta}{2} \right)^2 \approx \omega_{o'rt}^2 (1 - \delta)$$

Endi (3.56) da keltirilgan inersiya momentini ko'rib chiqamiz. Umuman I_k quyidagi hadlardan iborat:

$$I_k = I_M + I_0 + I_i$$

bu yerda, I_M — maxovik deb ataluvchi qo'shimcha massaga ega bo'lgan hamda mexanizmning bosh bo'g'iniga o'rnatilgan jismning inersiya momenti; I_0 — mexanizm bosh bo'g'inining inersiya momenti; I_i — mexanizm bo'g'inlarining keltirilgan inersiya momentlari.

Mexanizmning kinetik energiyasi T keltirilgan inersiya momenti I_k , ω_{\max} va ω_{\min} lar orasidagi bog'lanishni mexanizm harakatining kinetik energiya ko'rinishidagi tenglamasidan foydalanib yozamiz:

$$A_x - A_k = \frac{I_{k\max} \cdot \omega_{\max}^2}{2} - \frac{I_{k\min} \cdot \omega_{\min}^2}{2} \quad (3.64)$$

bu yerda, A_x va A_k lar mos ravishda quyidagilarga tengdir.

$$A_x = \int_{\varphi_{\min}}^{\varphi_{\max}} M_x d\varphi ;$$

$$A_k = \int_{\varphi_{\min}}^{\varphi_{\max}} M_k d\varphi .$$

Yuqorida aytilgandek, harakatlantiruvchi va qarshilik kuchlarining bajargan ishlari mazkur momentlar grafiklari bilan qamralgan yuzalarning ayirmasi S orqali ifodalanadi, ya'ni

$$A = \mu_M \cdot \mu_\varphi \cdot S$$

(3.64) ni quyidagicha yozamiz:

$$A = \frac{[I_M + I_0 + I_{i\max}] \omega_{o'ri}^2 (1 + \delta)}{2} - \frac{[I_M + I_0 + I_{i\max}] \omega_{o'ri}^2 (1 - \delta)}{2} \quad (3.65)$$

Bu formulada A , I_0 , $I_{i\max}$ va $I_{i\min}$ lar hisoblab topiladi; δ , va $\omega_{o'ri}$ larning qiymatlari mexanizm uchun texnik topshiriqda beriladi.

Agar (3.65) dan I_M ni topsak va $(I_0 + I_i)$ ni o'ta kichik ekanligini e'tiborga olsak, quyidagi kelib chiqadi.

$$I_M \approx \frac{A}{\omega_{o'rt}^2 \cdot \delta} \quad (3.66)$$

Endi (3.60) ni (3.62) ga e'tiboran quyidagicha yozamiz:

$$\operatorname{tg} \psi_{\max} = \frac{\mu_{I_k}}{\mu_T} \cdot \omega_{o'rt}^2 (1 + \delta) \quad (3.67)$$

$$\operatorname{tg} \psi_{\min} = \frac{\mu_{I_k}}{\mu_T} \cdot \omega_{o'rt}^2 (1 - \delta)$$

Yuqoridagi tenglamalar orqali topilgan ψ_{\max} va ψ_{\min} burchaklarning qiymatlariga binoan $T(I_k)$ grafigiga urinma o'tkazamiz. Bu urinmalarning o'zaro kesishgan nuqtasi O bo'lsin. Hosil bo'lgan O nuqtadan yangi T va I_k koordinata o'qlarini o'tkazamiz. Yangi koordinata boshining eski koordinata boshiga nisbatan koordinatalarining qiymatlari mos ravishda kinetik energiyaning o'sishini va inersiya momentning o'sishini beradi, ya'ni $T = y_i \cdot \mu_T$ va $I_k = x_i \cdot \mu_{I_k}$. Yana shuni ham ta'kidlash kerakki, yangi koordinata boshining koordinatalari δ ning qiymatini berilgan chegarada bo'lishini taqozo qiladi.

Agarda O nuqta chizma chegarasidan chiqib ketsa, u holda chizmadagi KL kesmaning qiymatini hisoblash orqali mashina inersiya momentining ortishini hisoblash mumkin. Mashinaga qo'shimcha inersiya momenti berib uning notekis harakatini berilgan chegaradan tashqariga chiqib ketishiga to'sqinlik qiluvchi qo'shimcha massa maxovik deyiladi. Uning inersiya momenti

$$I_M = \frac{KL \cdot M_T}{\omega_{o'rt}^2 \cdot \delta} \quad (3.68)$$

formula orqali hisoblanadi.

Maxovik - mexanizm harakati jarayonida harakatlantiruvchi momentning ko'payishi natijasida kinetik energiyaning ortib ketgan qismini o'zida mujassamlantirib oladi va qarshilik momenti ortgan vaqtda uni mexanizmga qaytarib, harakatning bir tekisda bajarilishiga ta'sir etuvchi uskunadir.

IV BOB. ISHQALANISH

4.1. Ishqalanish haqida umumiy tushuncha

Kinematik juftlarning nisbiy harakati ularning birlashish elementlari orqali ro'y beradi. Absolut qattiq jism bo'lmaganidek yuzalar ham absolut tekis yuza bo'lmaydi. Mexanizmlar bo'g'inlarining nisbiy harakati jarayonida bu harakatga qarshilik ko'rsatuvchi omillar ham mavjud bo'ladi.

Shunday qilib, ikkita jismning nisbiy harakati vaqtida elementlarining tutashgan joylarida harakatga qarshilik ko'rsatuvchi mezon ishqalanish deyiladi.

Ishqalanishning tabiatan kelib chiqishi kam o'rganilgan jarayon bo'lib, u mexanik, fizik va kimyoviy hodisalar bilan chambarchas bog'langandir.

Ishqalanish tabiatda juda keng tarqalgan hodisa bo'lib, unga ishqalanish orqali ishlaydigan, tasmali va harakatni to'xtatuvchi uzatmalarning harakatlari asoslangan. Avtomobil va traktorlarning harakatlarida ishqalanish yer bilan ularning g'ildiraklari orasidagi ilashishda sodir bo'ladi. Hattoki insonlarning yer ustida yurishi ham ishqalanishga asoslangan.

Lekin ishqalanish ko'pchilik holatlarda foydasiz qarshilikdir va uni yengish uchun qo'shimcha energiya sarflanadi. Bu qarshilikni kamaytirish iloji boricha zarur.

Ishqalanish o'zining fizik mohiyati jihatidan tashqi va ichki ishqalanishga bo'linadi.

Tashqi ishqalanish – qattiq jismlarning o'zaro tutashgan joylarida paydo bo'ladigan jismlarning harakatiga ko'rsatadigan qarshiligidir.

Ichki ishqalanish – jismlarning deformatsiya natijasida mexanik energiyaning taqsimlanishi natijasida kamayish jarayonidir.

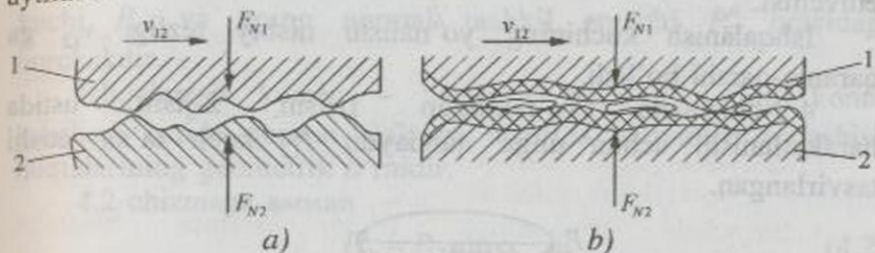
Ikki jismning o'zaro nisbiy harakati natijasida paydo bo'ladigan qarshilik kuchi ishqalanish kuchi deyiladi.

Ishqalanishni kamaytirish maqsadida jismlarning o'zaro tutashgan joylariga kirgizilgan material moylovchi material deyiladi.

Jismlarning ishqalanish joylarini holatiga qarab moysiz va moyli ishqalanishlarga bo'linadi.

Moysiz ishqalanish deb (4.1-chizma, a) – ishqalanuvchi materiallar orasida moylovchi material bo'lmagan ishqalanishga aytiladi.

Moyli ishqalanish deb (4.1-chizma, b) – ishqalanuvchi tekisliklar orasida moylovchi material bo'lgan ishqalanishga aytiladi.



4.1-chizma.

Ishqalanish – bir jismning ikkinchi jismga nisbatan qilgan harakatiga ko'rsatadigan qarshilik mezonidir. Ishqalanish ikki xil bo'ladi: yumalash ishqalanish va sirpanish ishqalanish.

Sirpanish ishqalanish – bir jism nuqtasining ikkinchi jismning qator nuqtalari bilan ketma-ket uchrashishidir.

Yumalash ishqalanish – bir jismning nuqtalarining ikkinchi jism nuqtalari bilan ketma-ket uchrashishidir.

Undan tashqari ishqalanish quyidagi turlarga bo'linadi: quruq ishqalanish, ho'l ishqalanish, yarim ho'l ishqalanish, yarim quruq ishqalanish.

Quruq ishqalanish – o'zaro uchrashadigan jismlar yuzlari quruq va har qanday boshqa jismlardan holi bo'lgan holatdir.

Ho'l ishqalanish – bu o'zaro uchrashadigan jismlar yuzlarida moy qatlamlari mavjud bo'lgan holatdir.

Yarim ho'l ishqalanish – bir vaqtning o'zida jismlarning uchrashish yuzlarida moy qatlamlari hamda oz miqdorda quruq yuzlari mavjud bo'lgan holat.

Yarim quruq ishqalanish – bir vaqtning o'zida jismlarning uchrashish yuzlarida quruq yuzlar va oz miqdorda moy qatlamlari mavjud bo'lgan holat.

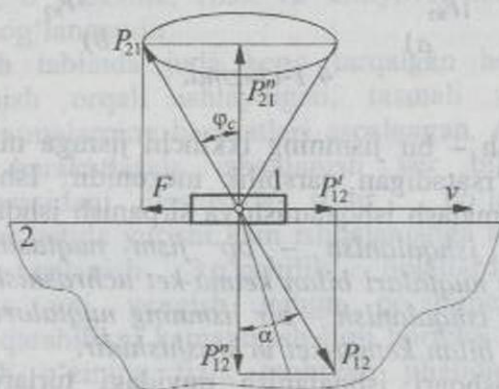
Ishqalanish bu juda murakkab hodisa bo'lib, uni birgina nazariya yoki biron-bir koeffitsient orqali ifodalab bo'lmaydi. Lekin muhandislik amaliyotida quyidagicha hisoblanadi.

$$F_{ish} = f \cdot P_{12}^n \quad (4.1)$$

bu yerda, F_{ish} – ishqalanish kuchi; f – ishqalanish koeffitsienti; P_{12}^n – 1-bo'g'inni 2-bo'g'inga bergan bosimining normal tashkil etuvchisi.

Ishqalanish kuchining yo'nalishi nisbiy tezligi v_{12} ga qarama-qarshi bo'ladi.

4.2-chizmada ko'rsatilgan 1-jism 2-jism ustida harakatlanishi uchun unga qandaydir P_{12} kuch ta'sir etishi tasvirlangan.



4.2-chizma.

Eng avvalo 1-jism 2-jism ustida 1-jismning og'irlik kuchi ostida muallaq holatda turadi. 1-jismga α burchak ostida ta'sir etuvchi qo'shimcha kuch P_{12} ning ma'lum qiymatiga qadar bu muallaq holat saqlanib qoladi. P_{12} kuchining ma'lum bir qiymatidan so'ng muallaqlik buziladi va 1-jism 2-jism ustida harakatlana boshlaydi.

Izlanishlar natijasida 1-jismni sokinlik holatidan chiqarib, uni harakatlanishga olib keluvchi kuch harakatlanish uchun kerak bo'lgan kuchdan anchagina katta bo'lar ekan.

Bu kuchni sokinlik ishqalanish kuchi deyiladi. Jismning harakati jarayonida paydo bo'ladigan ishqalanish kuchini harakatdagi ishqalanish kuchi deyiladi.

(4.1) ga asosan

$$F_{s,ish} = f_c \cdot F_{12}''$$

Tajribalarning ko'rsatishicha $f_c > f_x$ bo'ladi.

4.2-chizmaga asosan ishqalanish burchagi φ bu ta'sir kuchi P_{12} va uning normal tashkil etuvchi P_{12}'' orasidagi burchakdir.

Ishqalanish konusi - berilgan kuch P_{12} ning konus burchagi ostida normal reaksiya atrofida ehtimoliy joylashish nuqtalarining geometrik o'ramidir.

4.2-chizmaga asosan

$$P_{12}' = P_{12} \sin \alpha \quad (4.2)$$

$$P_{12}'' = P_{12} \cos \alpha \quad (4.3)$$

bu yerda, α - 1-bo'g'inga qo'yilgan ta'sir kuchining og'ish burchagi.

Agar (4.3) dan

$$\frac{P_{12}'}{P_{12}''} = \operatorname{tg} \alpha, \quad (4.4)$$

bundan $P_{12}' = P_{12}'' \operatorname{tg} \alpha$. Ma'lumki, P_{12}' tangensial tashkil etuvchi 1-jismni 2-jismga nisbatan harakatga keltiruvchi kuchdir. P_{12}'' - 1-jismning 2-jismga bo'lgan bosimidir.

(4.4) dan α burchagining qiymati qanchalik katta bo'lsa, P_{12}' kuchi kattalashib borib, $P_{12}' > P_{12}''$ bo'lgan holatda 1-jism 2-jismga nisbatan harakatlana boshlaydi.

Demak, 1-jismni 2-jismga nisbatan harakatlanishi uchun $\alpha > \varphi$ bo'lishi kerak ekan.

Demak, α ning ma'lum bir qiymatiga qadar jismlar sokinlik holatida bo'ladi, ya'ni

$$\operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg} \varphi_c = f_c$$

bu yerda, f_c - sokinlik ishqalanish koeffitsienti;

φ_c - sokinlik ishqalanish burchagi.

Jismning nisbiy sokinlik holatidagi ishqalanishi sokinlik ishqalanish yoki statik ishqalanish deyiladi.

Agar $\alpha > \varphi_c$ bo'lsa, ya'ni

$$\operatorname{tg} \alpha > \operatorname{tg} \varphi_c = f_c$$

Bu holatda birinchi jism ikkinchi jismga nisbatan harakatlana boshlaydi, natijada harakatchan ishqalanish ro'y beradi. Bunday ishqalanishga harakatchan yoki kinetik ishqalanish deyiladi.

Bu sohada olib borilgan izlanishlar shuni ko'rsatadiki $f_c > f_x$, ya'ni sokin ishqalanish koeffitsienti f_c har doim harakatlangan ishqalanish koeffitsienti f_x dan katta bo'lar ekan.

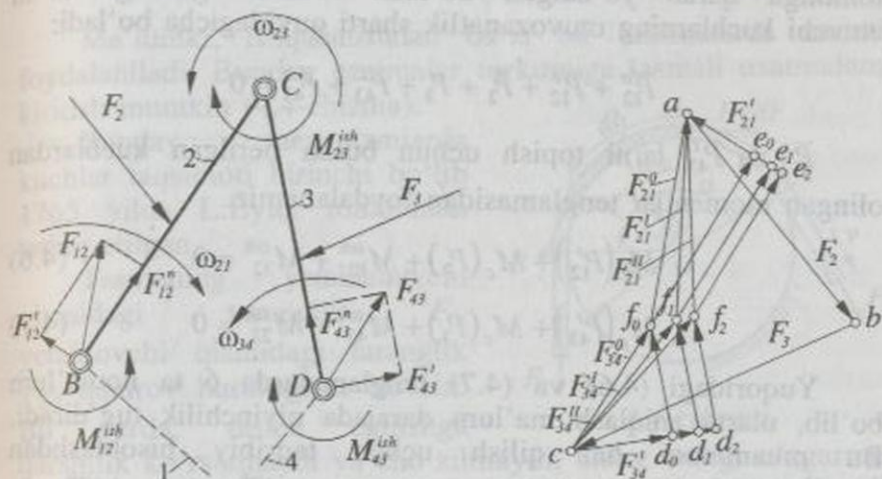
Fransiyalik olim Kulon ishqalanish masalasi bo'yicha quyidagi gipotezalarni qoldirdi:

- Sirpanish ishqalanish kuchi normal bosimga proporsionaldir;
- Ishqalanish sirpanish yuzalarining materialiga va ularning holatlariga bog'liqdir;
- Ishqalanish o'zaro sirpanuvchi jismlarning nisbiy tezliklariga bog'liq emas;
- Ishqalanish o'zaro sirpanuvchi jismlar yuzalarining o'lchamlariga bog'liq emas;
- Sokinlik ishqalanish harakatchan ishqalanishdan kattadir;
- Ishqalanish jismning bir-biriga tegib turish vaqtining ortishi bilan ortib boradi.

4.2. Assur guruhlaridagi kinematik juftlarda hosil bo'ladigan ishqalanish kuchlarini aniqlash

Assur guruhlaridagi hosil bo'ladigan reaksiya kuchlarini aniqlash masalasi oldingi ma'ruzalarda batafsil ko'rib chiqilgan edi. Bunda biz kinematik juftlarda ishqalanish kuchlarini e'tiborga olmasdan hisoblashni olib borgan edik. Endi kinematik juftlarda hosil bo'ladigan ishqalanish kuchlarini e'tiborga olgan holda paydo bo'ladigan reaksiya kuchlarini topishni ko'rib chiqamiz. Misol tariqasida, 4.3-chizmada

ko'rsatilgan Assur guruhi kinematik juftlaridagi reaksiya kuchlarini topishni ko'rib chiqamiz.



4.3-chizma.

Guruh tarkibiga uchta aylanma harakat qiladigan kinematik juftlar kiradi. Guruhga P_2 va P_3 kuchlar ta'sir etayotgan bo'lsin.

Aylanma harakat qiluvchi kinematik juftlarda ishqalanish kuchlaridan tashkil topgan M_{12}^{ish} , M_{23}^{ish} , M_{32}^{ish} va M_{43}^{ish} momentlar hosil bo'ladi. Bu momentlarning qiymatlari quyidagicha aniqlanadi:

$$\begin{aligned}
 M_{12}^{ish} &= P_{12} \cdot f'_B \cdot r_B; \\
 M_{23}^{ish} &= M_{32}^{ish} = P_{23} \cdot f'_C \cdot r_C; \\
 M_{43}^{ish} &= P_{43} \cdot f'_D \cdot r_D.
 \end{aligned}
 \tag{4.5}$$

bu yerda, P_{12} , P_{23} , P_{43} – kinematik juftlardagi reaksiya kuchlari; f'_B , f'_C , f'_D , r_B , r_C , r_D – mos ravishda aylanma harakat qiluvchi kinematik juftlardagi ishqalanish koeffitsientlari va radiuslari.

Bu momentlarning yo'nalishi aylanma harakat qiluvchi kinematik juftlarning nisbiy burchak tezliklariga teskari tomonga qarab yo'nalgan bo'ladi. Mazkur guruhga ta'sir etuvchi kuchlarning muvozanatlik sharti quyidagicha bo'ladi:

$$\bar{P}_{12}^n + \bar{P}_{12}^t + \bar{P}_2 + P_3 + \bar{P}_{43}^t + \bar{P}_{43}^n = 0$$

\bar{P}_{12}^t va \bar{P}_{43}^t larni topish uchun butun berilgan kuchlardan olingan momentlar tenglamasidan foydalanamiz.

$$M_c(P_{12}^t) + M_c(P_2) + M_{12}^{ish} + M_{32}^{ish} = 0 \quad (4.6)$$

$$M_c(P_{43}^t) + M_c(P_3) + M_{43}^{ish} + M_{23}^{ish} = 0 \quad (4.7)$$

Yuqoridagi (4.6) va (4.7) tenglamalarda 6 ta noma'lum bo'lib, ularni aniqlash ma'lum darajada qiyinchilik tug'diradi. Bu muammoni hal qilish uchun taqribiy hisoblashdan foydalanamiz. Buning uchun avvalo $M_{12}^{ish} = 0$, $M_{23}^{ish} = 0$, $M_{32}^{ish} = 0$ va $M_{43}^{ish} = 0$ deb olamiz. U holda masala oldingi paragraflarda keltirilgan masalaga o'xshab hisoblanadi, ya'ni P_{12} , P_{23} va P_{43} lar ishqalanish kuchlarini e'tiborga olmasdan hisoblanadi. 4.3-chizmadagi kuchlar ko'pburchagining d_0 , f_0 va l_0 nuqtalariga mos kelgan uzunliklari orqali P_{12}^0 , P_{23}^0 va P_{43}^0 lar topiladi. So'ngra bu topilgan kuchlarni (4.5) ga olib borib hisoblab M_{12}^{ish} , M_{23}^{ish} , M_{32}^{ish} va M_{43}^{ish} larning son qiymatlarini topamiz. Momentlarning hisoblangan yangi qiymatlarini (4.6) va (4.7) larga qo'yib, P_{12}^t , P_{23}^t va P_{43}^t larni topamiz. 4.3-chizmada bu kuchlar mos ravishda d_1 , f_1 va l_1 lar orqali ifodalangan.

Shu yo'sinda hisoblashni bir necha marotaba takrorlab P_{12} , P_{23} va P_{43} larning haqiqiy qiymatlariga yaqinlashish mumkin.

Yuqorida keltirilgan usulni hamma tekis mexanizmlar uchun tatbiq etish mumkin.

4.3. Egiluvchan bo'g'inga ega bo'lgan uzatmalardagi ishqalanish

Ma'lumki, ishqalanishdan ba'zi bir uzatmalarda unumli foydalaniladi. Bunday uzatmalar turkumiga tasmali uzatmalarni kiritish mumkin (4.4-chizma).

Bunday mexanizmlarda kuchlar taqsimoti birinchi bo'lib 1765 yilda L.Eyler tomonidan tatbiq etilgan.

Tasmaning yetaklanuvchi qismidagi taranglik F_1 , yetaklovchi qismidagi taranglik F_2 , qamrov burchagi α bo'lsin.

Bu yerda, tasma egilishga qarshilik ko'rsatmaydi va cho'zilmaydi, uning tezligi o'zgarmas va markazdan qochma kuchning ta'siri yo'q deb faraz qilinadi. U holda

$$F_2 = F_1 + F_{ish} \quad \text{yoki} \quad F_{ish} = F_2 - F_1$$

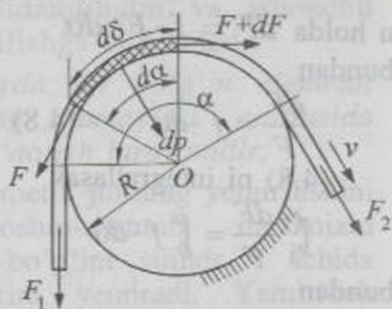
bu yerda, F_{ish} - tasma bilan shkiv orasidagi ishqalanish kuchi.

F_1 va F_2 orasidagi bog'lanishni topish uchun tasma ustida $d\alpha$ elementar qamrov burchagiga to'g'ri keladigan $d\delta$ elementni olib ko'ramiz. Bu elementning boshlang'ich tarangligi F , oxirgisi esa $F + dF$ bo'lsin. Bu kuchlar shkivlarning mos nuqtalariga o'tkazilgan urinma bo'yicha yo'nalgan bo'ladi.

Ma'lumki, elementda kuchning yo'qotilishi ishqalanish kuchini yengishga sarflanadi, ya'ni

$$d_{F_{ish}} = (F + dF) - F = dF = f \cdot dp$$

bu yerda, f - ishqalanish koeffitsienti; dp - tasmaning $d\delta$ elementining shkivga bo'lgan elementar bosimi.



4.4-chizma.

Tasmadagi elementar bo'lakchanning boshiga va oxiriga qo'yilgan kuchlardan tuzilgan parallelogramm (4.5-chizma) dan foydalanib quyidagini yozamiz:

$$dp = 2 \cdot F \cdot \sin \frac{d\alpha}{2} \approx 2 \cdot F \cdot \frac{d\alpha}{2} = F \cdot d\alpha$$

u holda $dF = f \cdot F \cdot d\alpha$

bundan

$$\frac{dF}{F} = f \cdot d\alpha \quad (4.8)$$

(4.8) ni integrallasak

$$\int_{F_1}^{F_2} \frac{dF}{F} = \int_{\alpha}^{\alpha} f \cdot d\alpha$$

bundan

$$F_2 = F_1 \cdot e^{f\alpha}$$

(4.9)

(4.9) dagi formula Eyler formulasi deyiladi (α – qamrov burchagi). U holda

$$F_{ish} = F_2 - F_1 = F_1 \cdot (e^{f\alpha} - 1)$$

Shkivda paydo bo'ladigan buruvchi moment quyidagicha aniqlanadi.

$$M_{bur} = F_1 \cdot R \cdot (e^{f\alpha} - 1)$$

bu yerda, R – shkivning radiusi.

4.4. Mexanizmning kinematik juftlaridagi yemirilish va uni hisoblash

Mashina va mexanizmlarni ishlatish jarayonida ularning kinematik juftlarida ishqalanish natijasida yemirilish hodisasi ro'y beradi. Kinematik juftlarda hosil bo'lgan yemirilish tabiiy ravishda mashinalarning ishlash muhlatini, unumdorligini, aniqligini pasaytiradi. Shuning uchun mashina va mexanizmlarni ishlab chiqarishda biz ularning yemirilishga bardoshligini, uzoq vaqt ishlash qobiliyatini, aniqligini ta'minlashimiz kerak. Ba'zan, mashina

elementlarining qancha vaqt ishlashini va ularni ta'mirlash muhlatini oldindan aytib berish talab qilinadi.

Bu muammolarni hal qilish yemirilishni nazariy jihatdan hisoblashni va unga qarshi chora-tadbirlar ko'rishni taqozo etadi. Shunday qilib, yemirilishni aniqlash mashinalarning resurslarini, ishlash muhlatini, chidamliligini va ishonchli ishlashga ega ekanligini oldindan bilishga olib keladi.

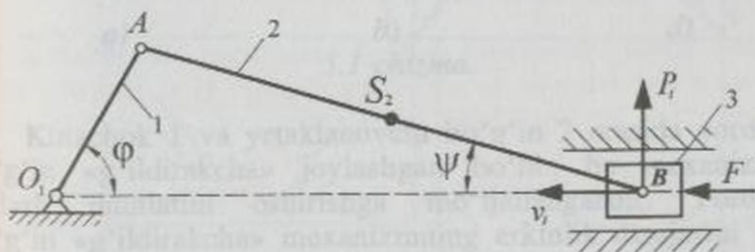
Yemirilish – kinematik juftlarda bir bo'g'in elementi yuzasidan asta-sekin materialning kamayishi natijasida mashinaning ishlash qobiliyatini yo'qotish jarayonidir.

Ilgarilama harakat qiluvchi kinematik juftning yemirilishini hisoblaymiz. 4.6-chizmada krivoship-shatunli mexanizm tasvirlangan. Bu mexanizmning 3-bo'g'ini silindr 4 ichida harakat qilib silindrning devorlarini yemiradi. Yemirilish uchinchi va to'rtinchi bo'g'inlarda sodir bo'ladi. Biz faqat 4-bo'g'in, ya'ni silindrning yemirilishini ko'rib chiqaylik.

Yemirilish [2] ga asosan quyidagi formula bilan aniqlanadi:

$$\delta = k \cdot P_i \cdot v_i \cdot t \quad (4.10)$$

bu yerda, δ – yemirilishning qiymati; k – yemirilish koeffitsienti; P_i – 3-bo'g'inning 4-bo'g'inga bergan bosimi; v_i – 3-bo'g'inning 4-bo'g'inga nisbatan nisbiy tezligi; t – kinematik juftning ishlash muhlati.



4.6-chizma.

Yemirilish koeffitsienti k kinematik juftlarning materialiga bog'liq bo'lib, po'lat va cho'yan uchun [2] ga binoan $k = 1.6 \cdot 10^{-13}$ ga tengdir. 4.6-chizmadan

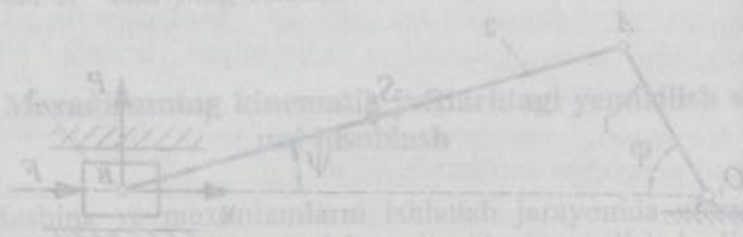
$$P_i = F \frac{l_1}{l_2} \cos \varphi_1 \quad (4.11)$$

bu yerda, F – porshenga tashqaridan berilgan tashqi kuch. Bu kuchning qiymatlarini hisoblashni murakkablashtirmaslik maqsadida shartli ravishda o'zgarmas deb olamiz; v_i – 3-bo'g'inni 4-bo'g'inga nisbatan olingan nisbiy tezligi. Uning qiymati 2.8 dagi (2.10) formula bilan aniqlanadi.

Bu kattalikni 2.8 dagi (2.10) ga asosan ba'zi bir o'zgartirishlar kiritib, quyidagicha yozamiz.

$$v_i = l_1 \frac{\pi n}{30} \sin \varphi_1 \left(1 + \frac{l_1 \cos \varphi_1}{\sqrt{l_2^2 - l_1^2 \sin^2 \varphi_1}} \right). \quad (4.12)$$

Yuqoridagi (4.10), (4.11) va (4.12) lar masalani EHM yordamida hisoblash uchun algoritm vazifasini o'taydi.

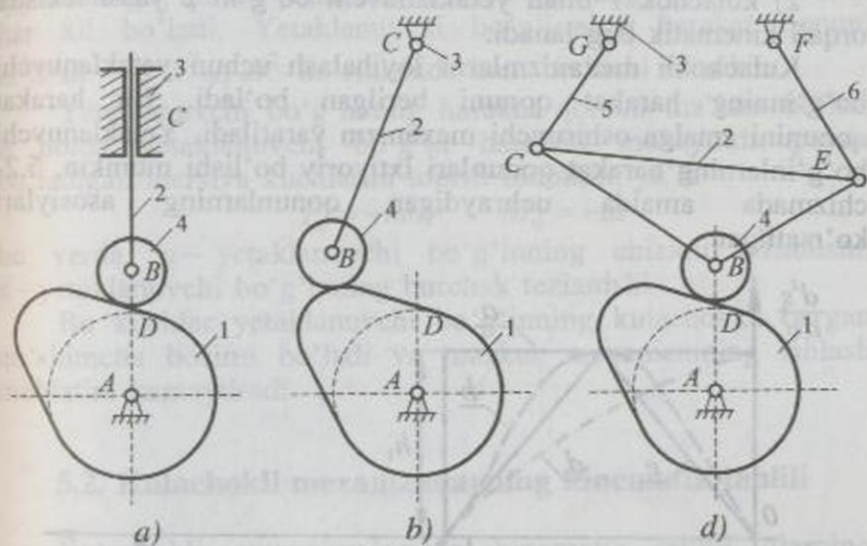


V BOB. KULACHOKLI MEXANIZMLAR

5.1. Kulachokli mexanizmlarning turlari

Kulachokli mexanizmlarning quyidagi turlari mavjuddir:

1. Yetaklanuvchi bo'g'ini ilgarilama harakat qiluvchi mexanizmlar (5.1-chizma, a). Bu mexanizmlarda yetaklanuvchi bo'g'in 2 qo'zg'almas bo'g'in 3 bilan ilgarilama harakat qiluvchi V sinf kinematik juft tashkil etadi.



5.1-chizma.

Kulachok 1 va yetaklanuvchi bo'g'in 2 orasida yordamchi bo'g'in «g'ildirakcha» joylashgan bo'lib, bu mexanizmning ishlash muhlatini oshirishga mo'ljallangandir. Yordamchi bo'g'in «g'ildirakcha» mexanizmning erkinlik darajasini sun'iy ravishda orttiradi, shuning uchun ham ularni yordamchi (passiv) bo'g'inlar deyiladi.

2. Yetaklanuvchi bo'g'ini tebranma harakat qiladigan mexanizmlar (5.1-chizma, b). Bunday mexanizmlarda yetaklanuvchi bo'g'in 2 qo'zg'almas bo'g'in 3 bilan aylanma harakat qiluvchi V sinf kinematik juftga kiradi.

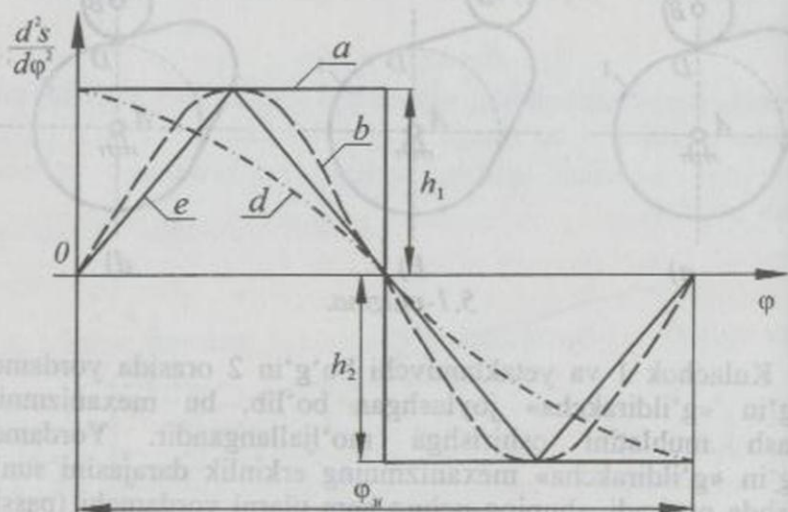
3. Yetaklanuvchi bo'g'ini murakkab harakat qiladigan mexanizmlar (5.1-chizma, *d*). Bunday mexanizmlarda yetaklanuvchi bo'g'in murakkab mexanizmdan iborat bo'lib, u qo'zg'almas bo'g'in bilan bir nechta kinematik bog'lanishga kirishi mumkin.

Kulachokli mexanizmlardagi 1 va 2 bo'g'inlar o'zaro kinematik bog'lanishga qarab quyidagi sinflarga bo'linadi:

1) kulachok 1 bilan yetaklanuvchi bo'g'in 2 o'zaro biror bir egri profil orqali kinematik bog'lanadi;

2) kulachok 1 bilan yetaklanuvchi bo'g'in 2 yassi tekislik orqali kinematik bog'lanadi.

Kulachokli mexanizmlarni loyihalash uchun yetaklanuvchi bo'g'inning harakat qonuni berilgan bo'ladi. Bu harakat qonunini amalga oshiruvchi mexanizm yaratiladi. Yetaklanuvchi bo'g'inlarning harakat qonunlari ixtiyoriy bo'lishi mumkin, 5.2-chizmada amalda uchraydigan qonunlarning asosiylari ko'rsatilgan.



5.2-chizma. a) to'g'ri chiziqli harakat qonuni;
 b) sinusoidal harakat qonuni;
 c) kosinusoidal harakat qonuni;
 d) uchburchakli harakat qonuni.

Harakat qonunlari – asosan yetaklanuvchi bo'g'inning harakati, kulachokning burilish burchagiga nisbatan ikkinchi tartibli hosila ko'rinishida berilishi mumkin, ya'ni

$$\left(\frac{d^2 S}{d\varphi^2}, \frac{d^2 \psi}{d\varphi^2} \right)$$

5.2-chizmada keltirilgan harakat qonunlaridagi ordinatalari h_1 va h_2 lar turlicha qiymatlarga ega bo'lishi mumkin. Ular o'zaro teng yoki aksincha bo'lishi ham mumkin. Ularning qiymatlariga qarab yetaklanuvchi bo'g'inning harakat qonuni har xil bo'ladi. Yetaklanuvchi bo'g'inning harakat qonuni $d^2 S/dt^2$ va $d^2 \psi/dt^2$ ko'rinishida ham berilishi mumkin.

Yetaklanuvchi bo'g'inning harakat qonuni ma'lum bo'lsa, u holda yetaklanuvchi bo'g'in harakati mobaynida paydo bo'ladigan inersiya kuchlarini topish mumkin, ya'ni

$$P_u = -ma, \quad M_u = -\varepsilon I$$

bu yerda, a – yetaklanuvchi bo'g'inning chiziqli tezlanishi; ε – yetaklanuvchi bo'g'inning burchak tezlanishi.

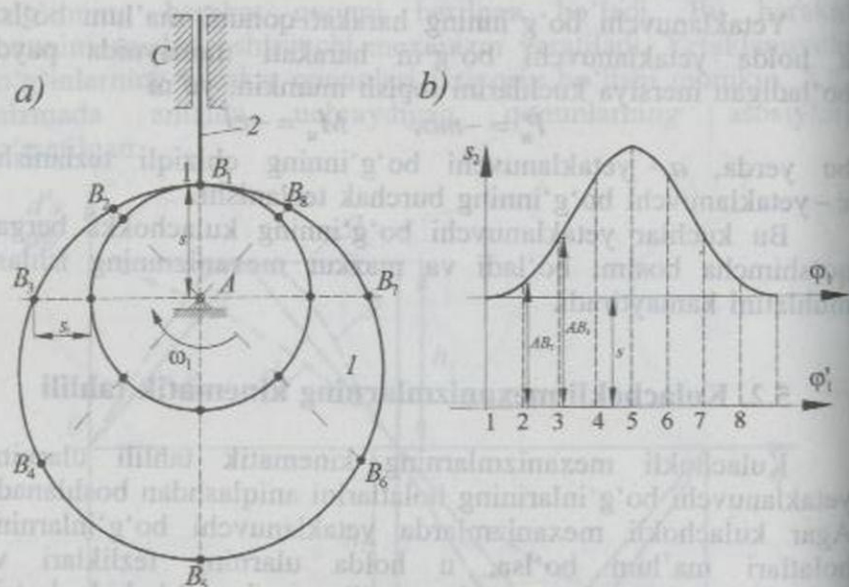
Bu kuchlar yetaklanuvchi bo'g'inning kulachokka bergan qo'shimcha bosimi bo'ladi va mazkur mexanizmning ishlash muhlatini kamaytiradi.

5.2. Kulachokli mexanizmlarning kinematik tahlili

Kulachokli mexanizmlarning kinematik tahlili ularning yetaklanuvchi bo'g'inlarining holatlarini aniqlashdan boshlanadi. Agar kulachokli mexanizmlarda yetaklanuvchi bo'g'inlarning holatlari ma'lum bo'lsa, u holda ularning tezliklari va tezlanishlarini aniqlash mazkur qo'llanmaning 2-bobida ko'rib chiqilgan. Shuning uchun kulachokli mexanizm yetaklanuvchi bo'g'inining turli holatlarini aniqlashni ko'rib chiqamiz.

Buning uchun harakatni to'xtatish usulidan foydalanamiz, ya'ni kulachok 1 ga ω_1 burchak tezlik bilan ta'sir qilamiz, u holda kulachok to'xtab qoladi ($\omega_1 - \omega_1 = 0$). Yetaklanuvchi bo'g'in 2 kulachok atrofida ω_1 tezlik bilan harakatlanadi.

Yetaklanuvchi bo'g'in 2 ning ($B_1, B_2, B_3, B_4, B_5, B_6, B_7, B_8$) holatlarini 5.3-chizma, b) da ko'rsatilgan koordinata sistemasini ordinata o'qi S_2 da μ_s masshtabda ko'rsatamiz. Abssissa o'qida 2π ga teng l kesma tanlaymiz va bu kesmani teng ravishda 8 ta bo'laklarga bo'lib chiqamiz. Bu o'qning masshtabi $\mu_l = \frac{2\pi}{l}$, (rad/mm) bo'ladi. Ordinata va absissa o'qlaridagi mos kesmalardan chiqarilgan chiziqlarni o'zaro kesishtirib $S_2(\varphi)$ chizig'ini hosil qilamiz. Bu chiziq μ_s masshtabida olingan yetaklanuvchi bo'g'in 2 ning yo'l chizig'i bo'ladi.



5.3-chizma.

a) kulachokli mexanizm; b) yetaklanuvchi bo'g'inning yo'l chizig'i.

Yetaklanuvchi bo'g'in 2 ning tezlik va tezlanish chiziqlarini topish yo'l chizig'ini ketma-ket chiziqli differensiallab hosil qilinadi.

5.3. Bosim va uzatish burchaklari

Kulachokli mexanizmlarning o'lchamlari kinematika, dinamika va mexanizmlar tuzilishi qoidalari talablariga javob berishi kerak.

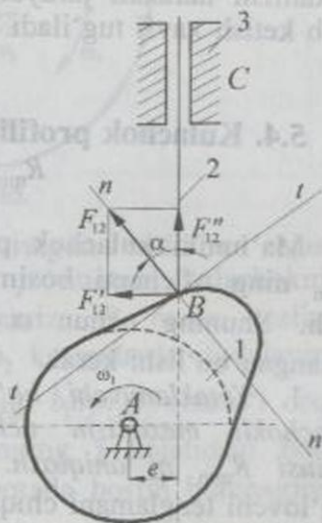
Kulachokli mexanizmning berilgan qonun ostida harakatlanishi kinematika shartini bildiradi.

Kulachokli mexanizmning yuqori foydali ish koeffitsienti bilan ishlashi va uning bo'g'inlari o'zaro qadalmasdan ishlashini ta'minlash dinamika shartini bildiradi. Kulachokli mexanizmning alohida olingan detallarining mustahkamligini ta'minlash uning tuzilish shartini bildiradi. Umuman qilib olganda bu shartlarning hammasi birgalikda kulachokli mexanizm o'lchamlariga ma'lum cheklanishlarni taqozo qiladi.

5.4-chizmada yetaklanuvchi bo'g'inini ilgarilama harakat qilayotgan kulachokli mexanizm ko'rsatilgan. Kulachok 1 dan yetaklanuvchi bo'g'in 2 ga ta'sir etuvchi kuch F_{12} normal chiziq "n-n" bo'ylab yo'nalgan bo'ladi.

Bu kuchning yetaklovchi bo'g'inining harakat yo'nalishi bilan ustma-ust tushadigan qismi F_{12}'' foydali ish bajaradi. Yetaklanuvchi bo'g'in harakatiga perpendikular bo'lgan qismi F_{12}' ish bajarishga halaqit beradi. Yuqoridagi mulohazadan quyidagi kelib chiqadi. Yetaklanuvchi bo'g'in harakatini yo'nalishi bilan normal (n-n) ning orasidagi burchak α bosim burchagi deyiladi. Bu burchakni 90° ga to'ldiruvchi burchak $\gamma_{12} = 90^\circ - \alpha$ uzatish burchagi deyiladi.

5.4-chizmadan ko'rinadiki,



5.4-chizma.

$$F'_{12} = F_{12} \cos \alpha$$

$$F''_{12} = F_{12} \sin \alpha$$

Bundan

$\alpha = 0^\circ$ bo'lsa,

$$F''_{12} = F_{12}, F'_{12} = 0;$$

$\alpha = 90^\circ$ bo'lsa,

$$F''_{12} = 0, F'_{12} = F_{12}$$

ekanligini ko'rish mumkin.

Demak, burchak α ning qiymati qancha katta bo'lsa, yetaklovchi bo'g'inning harakati shuncha yomonlashadi.

Bosim burchak α ning qiymati ma'lum bir miqdordan oshmasligi kerak, burchakning bunday miqdorini bosim burchagini ruxsat etilgan qiymati deyiladi.

Amaliyotda kulachokli mexanizmlarni loyihalayotgandagi bosim burchagini ruxsat etilgan qiymatidan chetga chiqishi mexanizm harakati jarayonida qadalish hodisasini keltiradi va sinib ketish xavfi tug'iladi.

5.4. Kulachok profili chizig'ining minimal radiusi

R_{\min} ni aniqlash

Ma'lumki kulachok profilining eng kichik radiusi, ya'ni R_{\min} ning o'lchami bosim burchagi α ning qiymatiga ta'sir etadi. Shuning uchun $\alpha < \alpha_{\max}$ bo'lishi uchun R_{\min} to'g'ri tanlangan bo'lishi kerak.

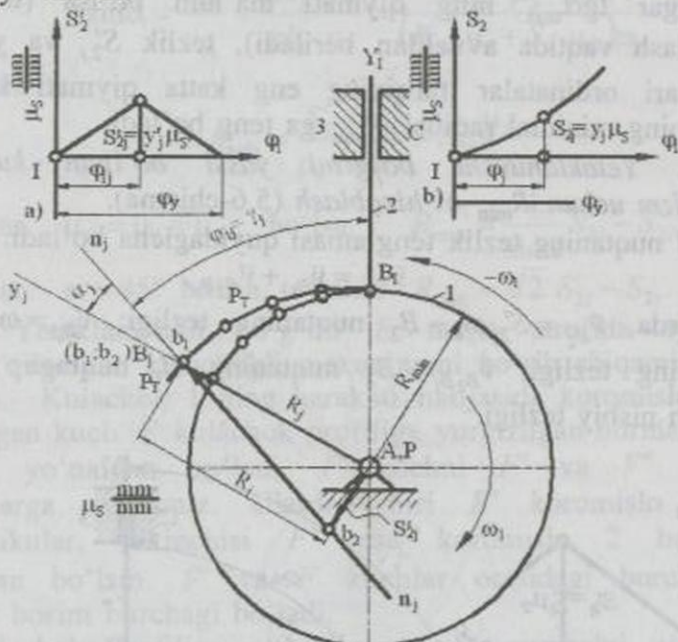
1. *Yetaklanuvchi bo'g'ini ilgari lanma harakat qiluvchi kulachokli mexanizm uchun kulachok tasvirining minimal radiusi R_{\min} ni aniqlash.* Bosim burchagi α bilan R_{\min} ni bog'lovchi tenglamani chiqaramiz (5.5-chizma).

Mexanizmning biron j nuqtasi uchun quyidagini yozamiz.

$$\bar{v}_{B_2} = \bar{v}_{B_1} + \bar{v}_{B_2 B_1},$$

bu yerda, $\bar{v}_{B_2} = S'_{2j} \omega_1 - AY_j$ chizig'iga parallel bo'lgan B_2 nuqtaning tezligi; $\bar{v}_{B_1} = \omega_1 l_{AB} - B_1$ nuqtaning tezligi bo'lib, u

AB_j ga perpendikular bo'ladi; $\bar{v}_{B_2B_1} - B_2$ nuqtaning B_1 nuqtaga nisbatan olingan nisbiy tezligi bo'lib, u B_2 nuqtadagi urinma bo'ylab yo'naladi.



5.5-chizma.

Mexanizm chizmasi ustida buralgan tezliklar rejasini quramiz. Tezliklar rejasining qutbi p nuqtani kulachokning aylanish o'qi A ustida joylashtiramiz. B nuqta tezligini $pb_1 = AB_j$, B_2 nuqtaning tezligini pb_2 kesmalarda ifodalaymiz. B_1 nuqtani B ga nisbatan nisbiy tezligi $b_1b_2n_jn_j$ chizig'i orqali yo'naladi. Demak, $\angle Ab_1b_2$ mexanizmning j holatidagi bosim burchagi bo'ladi. Faraz qilaylik j nuqtada bosim burchagining qiymati eng katta bo'lsin, ya'ni $\alpha_j = \alpha_{\max}$ u holda

$$\operatorname{tg} \alpha_{\max} = \frac{pb_2}{pb_1} = \frac{pb_2 \mu_v}{pb_1 \mu_v} = \frac{v_{B_2}}{v_{B_1}} = \frac{S'_{2j} \omega_1}{l_{AB_1} \omega_1} = \frac{S_{2j}}{l_{AB_1}} = \frac{S'_{2j}}{R_{\min} + S_{2j}}$$

bu yerdan

$$pb_1 = AB_1; \quad pb_2 = AB_2.$$

$\angle Ab_1b_2$ bosim burchagi α ga tengdir, u holda

$$\sin\alpha = \frac{v_{B_2}}{v_{B_1}} = \frac{pb_2 \cdot \mu_v}{pb_1 \cdot \mu_v} = \frac{S'_{2i} \cdot \mu'_S \cdot \omega_1}{(R_{\min} \mu'_l + S_{2j} \mu_S) \omega_1}$$

bu yerdan

$$R_{\min} = \frac{S'_{2i} \cdot \mu'_S}{\mu_l \cdot \sin\alpha} - S_{2j} \frac{\mu_S}{\mu_l}.$$

Agar $\mu_S = \mu_l = \mu'_S$ bo'lsa, $R_{\min} = \frac{1}{\sin\alpha} S'_{2i} - S_{2j}.$

Agar $\alpha = 45^\circ$ bo'lsa, u holda $R_{\min} = \sqrt{2} S'_{2i} - S_{2j}.$

3. Yetaklanuvchi bo'g'ini E nuqta atrofida aylanma harakat qiladigan kulachokli mexanizmni ko'rib chiqamiz (5.7-chizma). Kulachok 1 ning harakati natijasida koromislo 2 ga beriladigan kuch F kulachok profiliga yurgizilgan normal $n-n$ bo'ylab yo'nalgan bo'ladi. F kuchni F' va F'' tashkil etuvchilarga ajratamiz. Ulardan biri F' koromislo 2 ga perpendikular, ikkinchisi F'' esa koromislo 2 bo'yicha yo'nalgan bo'lsin. F' va F kuchlar orasidagi burchak α burchak bosim burchagi bo'ladi.

Kulachok profiliga o'tkazilgan $n-n$ normalni o'qlararo o'tuvchi AE chiziqning davomi bilan kesishgan P nuqtani topamiz. Bu nuqta 1 va 2 bo'g'inlarning nisbiy harakatidagi oniy markazi bo'ladi. 1 va 2 bo'g'inlarning uzatish nisbatini topamiz.

$$u_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{d\phi_2}{d\phi_1} = \frac{(AP)}{(EP)};$$

A nuqtadan $n-n$ normalga parallel chiziq yurgizib koromislo 2 bilan kesishgan nuqtasi C ni topamiz. Uchburchaklar $\triangle EPB$ va $\triangle EAC$ ning o'xshashligidan

$$u_{21} = \frac{(AP)}{(EP)} = \frac{(BC)}{(BE)}$$

ni yozamiz, bundan $(BC) = u_{21} \cdot l_2 = \frac{d\phi_2}{d\phi_1} \cdot l_2$

kelib chiqadi. A nuqtadan BE ga AK perpendikular tushiramiz $\angle CAK = \alpha$ burchagi uchun quyidagini yozamiz

tezliklari $ds/d\varphi$ va $d\psi/d\varphi$ larni, yana bir marta integrallab yo'l chiziqlari ifodasi keltirib chiqariladi.

Bu masala mazkur qo'llanmaning II bobida ko'rsatib o'tilganligi uchun bu xususida to'xtalmaymiz.

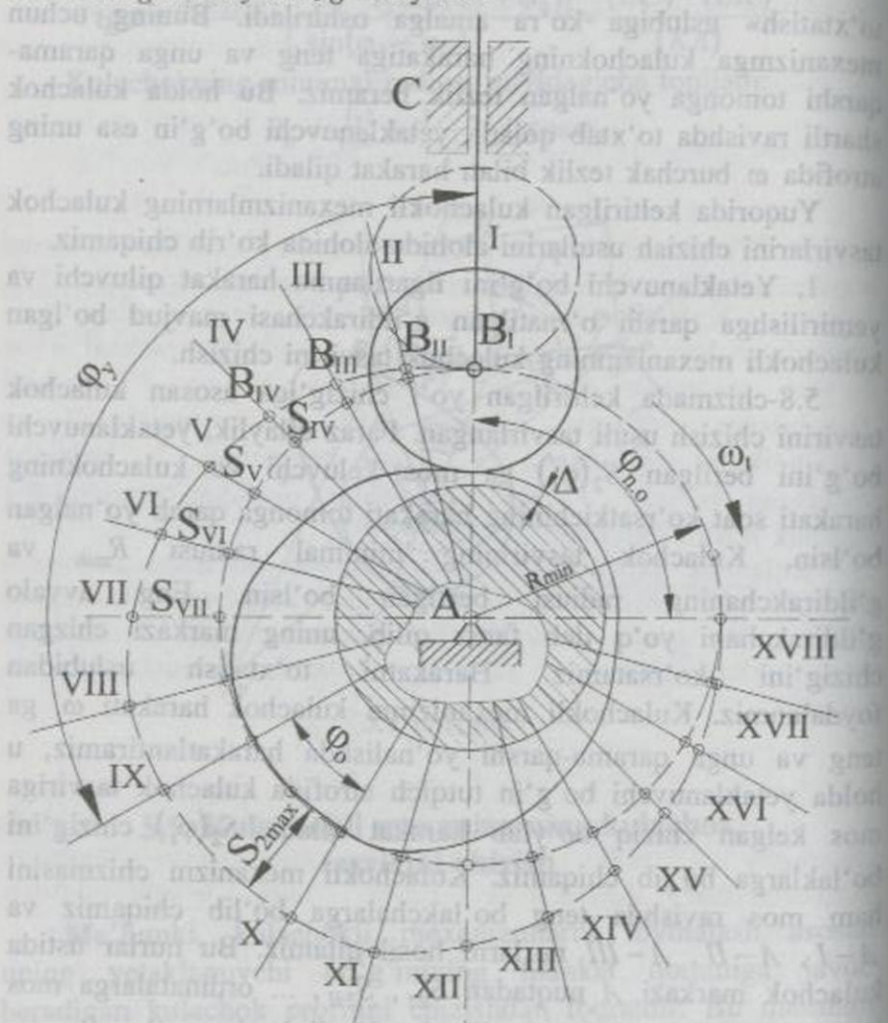
Kulachok tasvirini chizish esa asosan kulachok «harakatini to'xtatish» uslubiga ko'ra amalga oshiriladi. Buning uchun mexanizmga kulachokning harakatiga teng va unga qarama-qarshi tomonga yo'nalgan tezlik beramiz. Bu holda kulachok shartli ravishda to'xtab qoladi, yetaklanuvchi bo'g'in esa uning atrofida ω burchak tezlik bilan harakat qiladi.

Yuqorida keltirilgan kulachokli mexanizmlarning kulachok tasvirini chizish usullarini alohida-alohida ko'rib chiqamiz.

1. Yetaklanuvchi bo'g'ini ilgariharakat qiluvchi va yemirilishga qarshi o'rnatilgan g'ildirakchasi mavjud bo'lgan kulachokli mexanizmning kulachok tasvirini chizish.

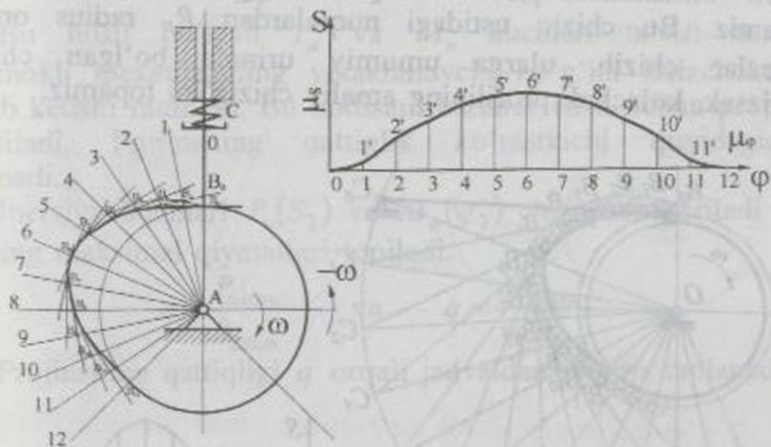
5.8-chizmada keltirilgan yo'l chizig'iga asosan kulachok tasvirini chizish usuli tasvirlangan. Faraz qilaylik, yetaklanuvchi bo'g'ini berilgan $S_2(\varphi_1)$ ga mos keluvchi va kulachokning harakati soat ko'rsatkichining harakati tomonga qarab yo'nalgan bo'lsin. Kulachok tasvirining minimal radiusi R_{\min} va g'ildirakchani radiusi berilgan bo'lsin. Eng avvalo g'ildirakchani yo'q deb faraz qilib, uning markazi chizgan chizig'ini ko'rsatamiz. Harakatni to'xtatish uslubidan foydalanmiz. Kulachokli mexanizmni kulachok harakati ω_1 ga teng va unga qarama-qarshi yo'nalishda harakatlantiramiz, u holda yetaklanuvchi bo'g'in tutqich atrofida kulachok tasviriga mos kelgan chiziq bo'ylab harakat qiladi. $S_2(\varphi_1)$ chizig'ini bo'laklarga bo'lib chiqamiz. Kulachokli mexanizm chizmasini ham mos ravishda teng bo'lakchalarga bo'lib chiqamiz va $A-I$, $A-II$, $A-III$ nurlarni hosil qilamiz. Bu nurlar ustida kulachok markazi A nuqtadan S_{2I} , S_{2II} , ... ordinatalarga mos keluvchi kesmalarni hosil qilamiz. Hosil bo'lgan B_I , B_{II} , ... nuqtalarni o'zaro tutashtirib kulachok tasvirining nazariy

chizig'i topiladi. Uning amaliy chizig'ini esa hosil bo'lgan nazariy tasviri ustida radiusi R_z bo'lgan bir necha aylanalar yurgizib hosil qilinadi. So'ng bu aylanalarga umumiy urinma bo'lgan chiziq chiziladi. Hosil bo'lgan egri chiziq *kulachok tasvirining amaliy chizig'i* deyiladi.



5.8-chizma.

2. Yetaklanuvchi bo'g'ini yassi bo'lgan kulachokli mexanizmning kulachok tasvirini chizish (5.9-chizma). Yetaklanuvchi bo'g'inning harakat qonuni $S_2(\varphi_1)$ chizig'i orqali berilgan bo'lsin. Kulachokning minimal radiusi ma'lum bo'lsa, u holda yetaklanuvchi bo'g'inning kulachok R_{\min} masofadagi holati B_1 bo'lsin. Harakatni to'xtatish usulidan foydalanamiz va kulachokli mexanizm chizmalarini mos ravishda « m » bo'laklarga bo'lib chiqamiz. Hosil bo'lgan I, II, III nurlardan S kesmalarni A nuqtadan mos ravishda qo'yib chiqib B_1, B_{II}, \dots nuqtalarni hosil qilamiz va ularga mos ravishda perpendikularlar o'tkazamiz. Bu perpendikularlarga umumiy urinma bo'lgan egri chiziq kulachok profilidir.

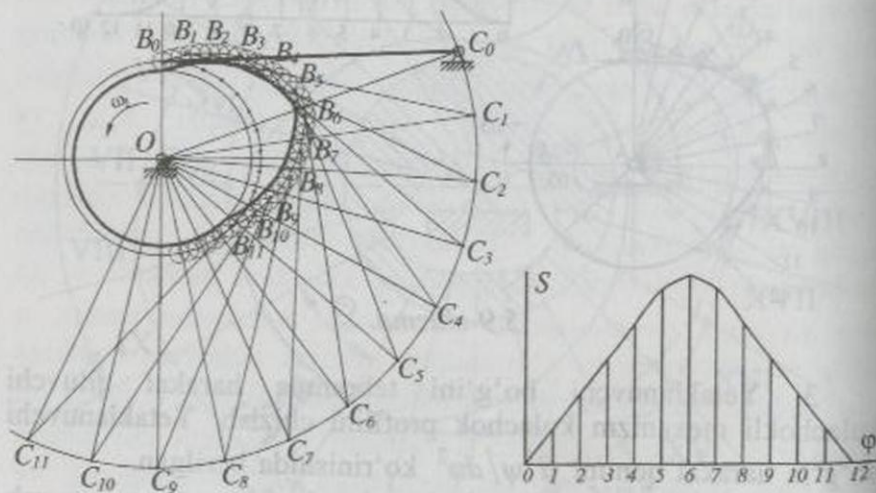


5.9-chizma.

3. Yetaklanuvchi bo'g'ini tebranma harakat qiluvchi kulachokli mexanizm kulachok profilini chizish. Yetaklanuvchi bo'g'in harakat qonuni $d^2\psi/d\varphi^2$ ko'rinishida berilgan.

Kulachok soat ko'rsatkichi harakati tomonga qarab yo'nalgan bo'lsin. G'ildirakchanning R_Z radiusi A va C nuqtalar orasidagi masofa (kulachok bilan yetaklanuvchi bo'g'in o'qlar orasi), yetaklanuvchi bo'g'inning uzunligi, kulachok o'qi bilan g'ildirakcha orasidagi masofa, ya'ni kulachokning

minimal radiusi R_{\min} bo'lsin. Harakatni to'xtatish usulidan foydalanamiz. Kulachokli mexanizmga kulachokning aylanish tezligiga teng va unga qarama-qarshi tomonga qarab yo'nalgan tezlik ω_T beramiz. $S_2(\varphi_1)$ chizig'ini va mexanizm tasvirini mos ravishda o'zaro bir-biriga teng « m » bo'laklarga bo'lib chiqamiz. Bu bo'laklarga mos keluvchi nurlar o'tkazamiz ($A-I$, $A-II$, $A-III$). Bu nurlarga AC radiusi bilan A nuqtadan aylana o'tkazib, C_I , C_{II} , ... nuqtalarni hosil qilamiz. Hosil bo'lgan nuqtalarni birlashtirib, yetaklanuvchi bo'g'in markazining holatlarini topamiz. Bu nuqtalardan $\psi_{2i} = y_{2i} \cdot \mu_\phi$ burchaklarni turg'azib yetaklanuvchi bo'g'inning uzunligiga mos keladigan kesmalarni ajratamiz. Hosil bo'lgan nuqtalarni o'zaro birlashtirib, kulachok profilining nazariy chizig'ini chizamiz. Bu chiziq ustidagi nuqtalardan R_p radius orqali aylanalar chizib, ularga umumiy urinma bo'lgan chiziq yurgizsak, kulachok profilining amaliy chizig'ini topamiz.



5.10-chizma.

Kulachokli mexanizm qaysi toifaga mansub bo'lishidan qat'iy nazar, kulachok profilining chizig'i chizilgandan so'ng ishlash muddatini oshirish maqsadida yordamchi o'rnatilgan

eg'ildirakchanning radiusi quyidagicha topiladi: buning uchun tasvir chizig'ining eng kichik egrilik radiusi topiladi va $R_p < \rho_{\min}$ formulasidan R_p aniqlanadi.

5.6. Kulachok bilan yetaklanuvchi bo'g'in orasidagi kinematik juftga qo'yilgan prujina qattiqligini aniqlash

Kulachok bilan yetaklanuvchi bo'g'inning harakatini tezlanishlar chizig'idan eng katta ordinataga ega bo'lgan nuqtalardagi qiymatlari $d^2S/d\varphi^2$ va $d^2\psi/d\varphi^2$ bo'lsin, u holda

$$|P_u| = \frac{d^2S}{d\varphi^2} m \quad |M_u| = \frac{d^2\psi}{d\varphi^2} I$$

Bu hosil bo'lgan P_u va M_u kuchlari ta'siri ostida kulachokli mexanizmning yetaklanuvchi bo'g'inini kulachokdan ajralib ketishi mumkin. Bu hodisani bartaraf etish uchun prujina ishlatiladi. Prujinaning qattiqlik ko'rsatkichi quyidagicha tanlanadi.

Inersiya kuchlari $P_u(S_2)$ va $M_u(\psi_2)$ chiziqlari quriladi va ularning maksimal qiymatlari topiladi.

$$q = \frac{P_{u\max}}{S_{2\max}} \quad \text{va} \quad q = \frac{M_{u\max}}{\psi_{2\max}}$$

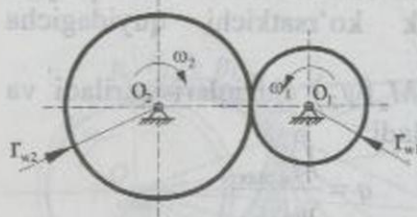
Prujinaning qattiqligi q orqali jadvaldan prujina tanlanadi.

VI BOB. TISHLI MEXANIZMLAR

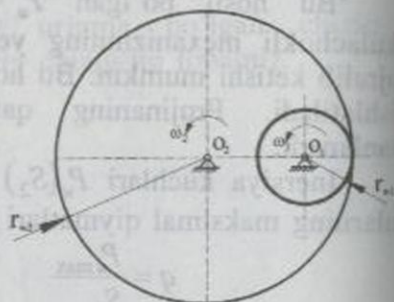
6.1. Tishli mexanizmlarning turlari

Mashinasozlikda va asbobsozlikda tishli mexanizmlardan keng ko'lamda foydalaniladi. 6.1-chizmada 1 va 2 oddiy tishli g'ildiraklardan tashkil topgan tashqi tishli uzatma ko'rsatilgan. Har bir tishli g'ildirak doiraviy silindrdan iborat bo'lgan va tashqi sirti tishlar bilan jihozlangan bo'g'inlardan iborat. Bu g'ildiraklarning tishlari o'zaro ilashib tishli uzatmani tashkil etadi. Tishli g'ildirakning burchak tezliklari ω_1 va ω_2 lar ikki xil ishoraga egadir.

6.2-chizmada ichki ilashmada bo'lgan tishli uzatma ko'rsatilgan. Bunday uzatmada burchak tezliklar ω_1 va ω_2 bir xil ishoraga egadir.



6.1-chizma.



6.2-chizma.

6.1 va 6.2-chizmalarda ko'rsatilgan tishli uzatmalarda tishli g'ildiraklar radiuslar r_{w1} va r_{w2} bo'lgan boshlang'ich aylana deb ataluvchi aylanalar orqali harakatni o'tkazadilar. Shunday qilib tishli uzatmalarning uzatish nisbati quyidagicha bo'ladi:

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \pm \frac{r_{w2}}{r_{w1}}$$

Ba'zan tishli g'ildiraklar radiuslari nisbatini tishlar sonlari nisbati bilan almashtiriladi:

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \pm \frac{r_{w2}}{r_{w1}} = \pm \frac{z_2}{z_1}$$

Yuqorida ko'rsatilgan tishli uzatmalar tekis tishli uzatmalar deyiladi. Bundan tashqari fazoviy tishli uzatmalar ham mavjuddir. 6.3-chizmada konussimon tishli uzatma ko'rsatilgan.

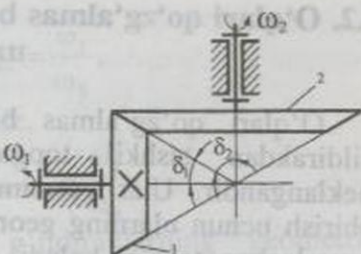
Konussimon tishli uzatmada uzatish nisbati quyidagicha aniqlanadi.

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1}$$

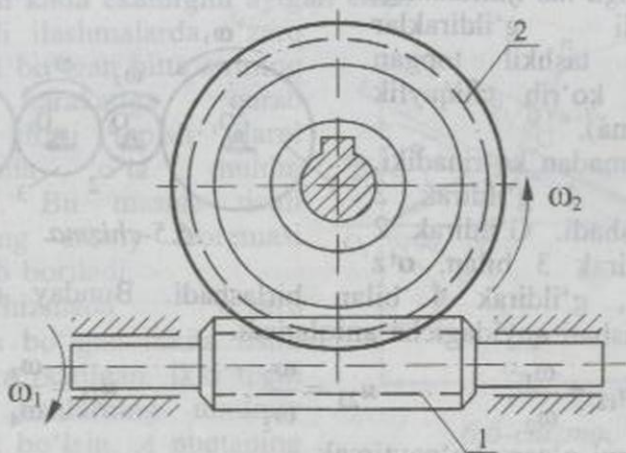
6.4-chizmada chervyakli uzatma ko'rsatilgan bo'lib, uning uzatish nisbati quyidagicha aniqlanadi.

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_{g'H}}{z_K}$$

bu yerda, $z_{g'H}$ - g'ildirakning tishlar soni; z_K - chervyakning tishlar o'rami.



6.3-chizma.



6.4-chizma.

6.2. O'qlari qo'zg'almas bo'lgan ko'p bosqichli tishli uzatmalar

O'qlari qo'zg'almas bo'lgan uch bo'g'inli ikkita tishli g'ildirakdan tashkil topgan tishli uzatmaning imkoniyati cheklangandir. Ular yordamida katta uzatish nisbatini amalga oshirish uchun ularning geometrik o'lchamlarini juda katta qilib tayyorlashga to'g'ri keladi. Bu esa mashinaning massasini va tashqi o'lchamlarini juda ham oshirib yuboradi. Ishlab chiqarishda katta uzatish nisbatini amalga oshirish uchun ko'p bosqichli tishli uzatmalardan foydalaniladi.

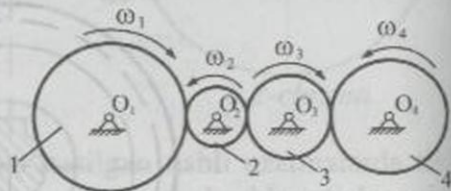
Bunday ko'p bosqichli uzatmalarni ba'zan reduktorlar deb ham yuritiladi.

Reduktorlar ichidagi tishli g'ildiraklarning turlariga qarab silindrik, konussimon va chervyakli deb nomlangan turlarga bo'linadi. Ba'zan ularning kombinatsiyasidan iborat bo'lgan turlari, ya'ni silindrik-konussimon g'ildirakli, silindrik chervyakli va h.k. reduktorlar ham mavjuddir.

Agar tishli uzatma harakatni oshirishga mo'ljallangan bo'lsa – multiplikator, agar tishli uzatma harakatni pasaytirishga mo'ljallanmagan bo'lsa – reduktor deyiladi.

Tishli g'ildiraklar qatoridan tashkil topgan uzatmani ko'rib chiqaylik (6.5-chizma).

Chizmadan ko'rinadiki, g'ildirak 1 g'ildirak 2 bilan ilashadi. G'ildirak 2 esa g'ildirak 3 bilan, o'z navbatida, g'ildirak 4 bilan birlashadi. Bunday qatorning uzatish nisbati quyidagicha aniqlanadi.



6.5-chizma.

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2}; \quad u_{23} = \frac{\omega_2}{\omega_3}; \quad u_{34} = \frac{\omega_3}{\omega_4}.$$

Bularni o'zaro ko'paytirsak

$$u_{12} \cdot u_{23} \cdot u_{34} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \cdot \frac{\omega_2}{\omega_3} \cdot \frac{\omega_3}{\omega_4} = \frac{\omega_1}{\omega_4} = u_{14},$$

bundan

$$u_{14} = u_{12} \cdot u_{23} \cdot u_{34} = \frac{\omega_1}{\omega_4},$$

yoki umumiy holda quyidagini olamiz.

$$u_{1n} = u_{12} \cdot u_{23} \cdot \dots \cdot u_{n-1n} = \frac{\omega_1}{\omega_n}.$$

Agar uzatish nisbati tishli g'ildiraklarning geometrik radiuslari orqali ifodalansa

$$u_{1n} = (-1)^m \cdot \frac{r_n}{r_1} = (-1)^m \cdot \frac{z_n}{z_1}$$

bu yerda, m – tashqi ilashishlar soni; r_n , z_n – n -g'ildirakning radiusi va tishlar soni; r_1 , z_1 – birinchi g'ildirakning radiusi va tishlar soni.

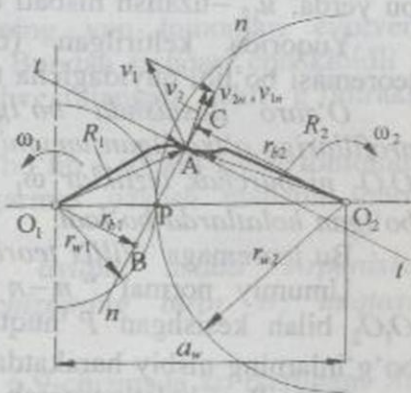
6.3. Tishli ilashmaning asosiy qonuni

Mazkur o'quv qo'llanmaning 1.3 da tishli mexanizmlar oliy kinematik juft tashkil etadi va bunday mexanizmlarning imkoniyati katta ekanligini aytgan edik.

Tishli ilashmalarda o'zaro ilashmada bo'lgan bitta sirtning nisbiy harakatiga qarab ikkinchi sirtni topish ularni loyihalashda o'ta muhim masaladir. Bu masala tishli ilashishning asosiy teoremasi orqali olib boriladi.

6.6-chizmada o'zaro ilashmada bo'lgan ikkita tishli ilashma ko'rsatilgan. Ikki tishli g'ildirak tishlarning umumiy nuqtasi A bo'lsin. A nuqtaning

tezligi mos ravishda v_1 va v_2 bo'lsin. Bu tezliklarning " $n-n$ " normal chizig'iga bo'lgan soyasi v_{1n} va v_{2n} bo'lsin, " $t-t$ "



6.6-chizma.

urinma chizig'iga bo'lgan soyasi v_{1t} va v_{2t} bo'lsin. Harakat birinchi g'ildirakdan ikkinchi g'ildirakka uzluksiz o'tishi uchun $v_{1n} = v_{2n}$ bo'lishi kerak.

ΔO_1BA va $\Delta Av_{2n}v_1$ lar o'zaro o'xshash bo'ladi, ΔO_2CA va $\Delta Av_{2n}v_2$ lar ham o'zaro o'xshash bo'ladi. Bu uchburchaklarning o'xshashligidan foydalanib quyidagilarni yozamiz:

$$v_1 \frac{r_{b1}}{R_1} = v_2 \frac{r_{b2}}{R_2}$$

lekin,

$$v_1 = R_1\omega_1 \quad \text{va} \quad v_2 = R_2\omega_2$$

bo'lganligi uchun quyidagilarni olamiz:

$$r_{b1}\omega_1 = r_{b2}\omega_2$$

bundan $\frac{r_{b1}}{r_{b2}} = \frac{\omega_2}{\omega_1}$.

Buni quyidagicha yozishimiz mumkin:

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_{b2}}{r_{b1}} = \frac{r_{\omega_2}}{r_{\omega_1}} \quad (6.1)$$

bu yerda, u_{12} -uzatish nisbati deyiladi.

Yuqorida keltirilgan (6.1) ifoda ilashmaning asosiy teoremasi bo'lib, quyidagicha ta'riflanadi:

O'zaro ilashishda bo'lgan ikkita tishli g'ildirak tish profillariga o'tkazilgan umumiy normal o'qlar orasidagi masofa O_1O_2 ni burchak tezliklar ω_1 va ω_2 larga teskari proporsional bo'lgan holatlarda bo'ladi.

Bu teoreмага *Villis teoremasi* ham deb yuritiladi.

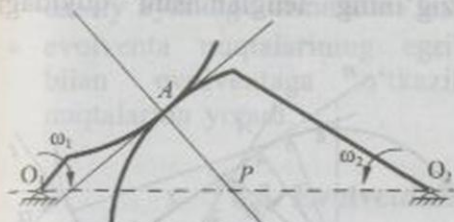
Umumiy normal " $n-n$ " ning o'qlar orasidagi masofa O_1O_2 bilan kesishgan P nuqtasi yetaklovchi va yetaklanuvchi bo'g'inlarning nisbiy harakatdagi qutbi deyiladi.

Qutb P ni holatiga qarab ilashishlar har xil bo'ladi:

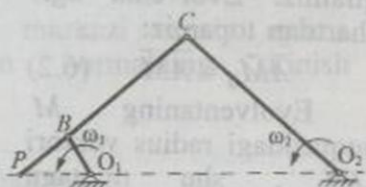
1) agar P nuqta O_1 va O_2 aylanishlar markazining o'rtasida bo'lsa, bunday ilashmaga *tashqi ilashma deyiladi* va uzatishlar nisbati

$$u_{12} = -\frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{O_2P}{O_1P}$$

manfiy qiymatga ega bo'ladi (6.7-chizma).



6.7-chizma.



6.8-chizma.

2) agar P nuqta O_1 va O_2 aylanishlar markazidan chetda bo'lsa, bunday ilashmaga *ichki ilashma deyiladi* va uzatishlar nisbati

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{O_2P}{O_1P}$$

musbat qiymatga ega bo'ladi (6.8-chizma).

6.4. Evolventa va uning xossasi

Tishli g'ildiraklar tishlarining yon tomonlari evolventa chizig'i bilan chegaralangandir. Bundan tashqari episikloidli va giposikloidli chiziqlar bilan chegaralangan tishli g'ildiraklar ham mavjuddir.

Evolventa chizig'i birinchi bo'lib Leonard Eyler tomonidan tavsiya etilgan bo'lib, u o'zgarmas uzatish nisbatini berish qobiliyatiga egadir.

Aylana evolventasi deb, aylana ustida sirpanishsiz yumalayotgan $n-n$ to'g'ri chiziqning biror n_j nuqtasini chizgan chizig'iga aytiladi.

Evolventa chizig'ini qurish 6.9-chizmada ko'rsatilgan. AM kesmani teng to'rtga bo'lib, kesma uzunligini asosiy aylana yoyi ustiga qo'yib chiqamiz.

Hosil bo'lgan nuqtalardan aylanaga urinma to'g'ri chiziqlar o'tkazamiz. Urinma chiziqlar ustiga mos ravishda uzunligi bir

bo'lakka kichik bo'lgan kesmalar qo'yib chiqamiz. Masalan, 3-nuqtadan uch bo'lak, 2-nuqtadan ikki bo'lak va h.k. Hosil bo'lgan nuqtalarni birlashtirib, evolventa egri chizig'ini hosil qilamiz. Evolventa egri chizig'ining tenglamasini quyidagi shartdan topamiz:

$$\vec{AM}_0 = \vec{AM} \quad (6.2)$$

Evolventaning M nuqtasidagi radius vektori OM , shu nuqtaga o'tkazilgan urinma "t-t" orasidagi burchak α bo'lsin.

Evolventali ilashma nazariyasida bu burchak profil burchagi deyiladi. Boshlang'ich radius vektor OM bilan uning ixtiyoriy

nuqtasidagi radius-vektor orasidagi burchak evolventa burchagi deyiladi. Evolventa hosil qiluvchi va radiusi $r_b = OM_0$ bo'lgan aylana asosiy aylana deyiladi.

(6.2) ifodaga asosan

$$r_b(\alpha + \theta) = r_b \operatorname{tg} \alpha$$

$$\theta = \operatorname{tg} \alpha - \alpha$$

Bu trigonometrik funksiya evolventa funksiyasi deyiladi va quyidagicha yoziladi:

$$\theta = \operatorname{inv} \alpha. \quad (6.3)$$

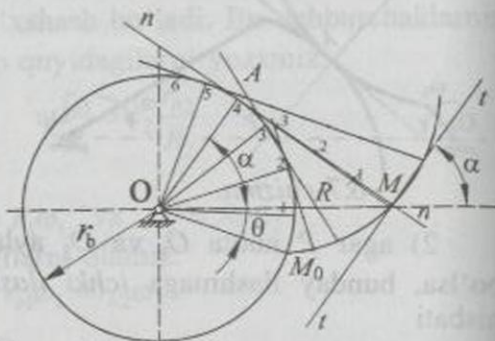
M nuqtaning radius vektori R quyidagicha topiladi:

$$R = \frac{r_b}{\cos \alpha} \quad (6.4)$$

Yuqorida keltirilgan (6.3) va (6.4) formulalar qutb koordinatalaridagi evolventa tenglamalari deyiladi.

Evolventaning quyidagi xossalari bor:

- evolventaning ixtiyoriy nuqtasi asosiy aylana radiusi r_b va burchak α orqali to'la aniqlanadi;



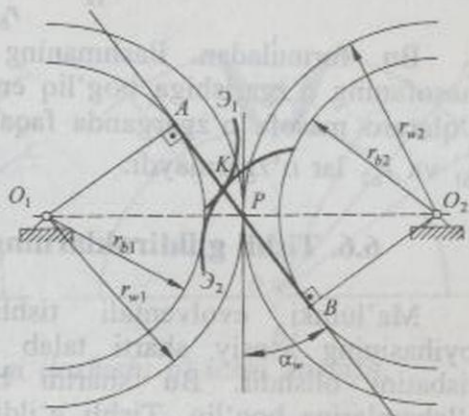
6.9-chizma.

- evolventa asosiy aylana ichida yotuvchi nuqtaga ega emas;
- evolventaning ixtiyoriy nuqtasiga o'tkazilgan normal asosiy aylanaga urinma bo'ladi;
- evolventa nuqtalarining egrilik markazi asosiy aylana bilan evolventaga o'tkazilgan normalning urinish nuqtalarida yotadi.

6.5. Evolventali ilashma

Evolventali egri chiziqdan iborat bo'lgan ikkita tishli g'ildirakning (6.10-chizma) o'zaro ilashish jarayonini ko'rib chiqamiz.

Tishli g'ildiraklardan bittasining tishi r_{b1} radiusga ega bo'lgan asosiy aylananing evolventasi, ikkinchisining tishi esa radiusi r_{b2} bo'lgan asosiy aylananing evolventasidan iborat bo'lsin. G'ildiraklarning markazlari O_1 va O_2 nuqtalarda joylashgan bo'lsin, ularning evolventalari esa K nuqtada o'zaro urinishga ega bo'lsin. Demak, K nuqtadan o'tgan ikkala evolventaga normal bo'lgan chiziq bir vaqtning o'zida radiusi r_{b1} va r_{b2} bo'lgan ikkala



6.10-chizma.

asosiy aylanaga urinma bo'ladi, K nuqta shu urinish ustida yotadi. Bu g'ildiraklar aylanganda ularning evolventalarining urinish nuqtalari AB kesma ichida bo'ladi. Tishlarning ilashish chizig'i evolventalarga o'tkazilgan umumiy normal va asosiy aylanalarga urinma bo'lgan chiziq ustida yotadi. *Qutb nuqtasi P ning holati o'zgarmas bo'ladi va bu nuqtadan o'tuvchi*

aylanalar radiusi r_{w1} va r_{w2} mos ravishda boshlang'ich aylana radiuslari deyiladi.

Evolventa xossasiga asosan bu aylana yoylari o'zaro ilashib bir-biri ustida sirpanishsiz yumalanadi.

Ilashishning asosiy teoremasiga asosan:

$$u_{12} = \pm \frac{r_{w2}}{r_{w1}}$$

Ilashish chizig'i va o'qlar orasidagi masofa O_1O_2 ga perpendikular bo'lgan chiziq orasidagi burchak α_w ilashish burchagi deyiladi.

$\Delta O_1AP \sim \Delta O_2BP$ dan quyidagilar kelib chiqadi

$$r_{b1} = r_{w1} \cdot \cos \alpha_w, \quad r_{b2} = r_{w2} \cdot \cos \alpha_w.$$

Demak, uzatish nisbatining qiymati quyidagicha bo'ladi:

$$u_{12} = \pm \frac{r_{b2}}{r_{b1}}$$

Bu formuladan ilashmaning uzatish nisbati o'qlararo masofaning o'zgarishiga bog'liq emasligi kelib chiqadi, chunki o'qlararo masofa o'zgarganda faqat r_{w1} va r_{w2} largina o'zgarib r_{b1} va r_{b2} lar o'zgarmaydi.

6.6. Tishli g'ildiraklarning asosiy o'lchamlari

Ma'lumki evolventali tishli g'ildirakli mexanizmlar loyihasining asosiy sharti talab qilingan o'zgarmas uzatish nisbatini olishdir. Bu shartni bajarish tishli g'ildirakning o'lchamlariga bog'liq. Tishli g'ildirak sathida ixtiyoriy aylana yoyining uzunligini quyidagicha yozamiz:

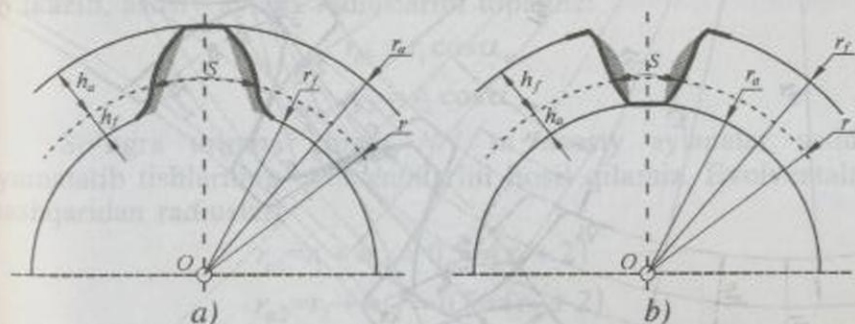
$$\pi d = pz$$

bu yerda, p - ixtiyoriy aylana yoyi ustida o'lchangan ikkita qo'shni tishning mos nuqtalari orasidagi yoy uzunligidir, ya'ni tish qadamidir, z - tishlar soni (6.11-chizma).

Yuqoridagi formuladan quyidagilarni topamiz:

$$d = \frac{pz}{\pi} = \frac{P}{\pi} \cdot z \quad \text{yoki} \quad d = mz$$

bu yerda, m – tish moduli (tish qadamini π soniga bo'lgan nisbati), mm . Tish moduli qaysi aylana yoyida o'lchanishiga qarab har xil qiymatga egadir. Aylanalar ichida shunday bir aylana mavjudki, bu aylana yoyi bo'yicha o'lchangan tish moduli standart qiymatga egadir (GOST 9563-60). *Bu aylana bo'luvchi aylana deb ataladi.* Bo'luvchi aylana bitta tishli g'ildirakning asosiy parametri bo'lsa, boshlang'ich aylana esa o'zaro ilashishda bo'lgan ikkita tishli g'ildirakdan tashkil topgan uzatmaning asosiy parametridir va uning kattaligi o'qlararo masofaning o'zgarishiga bog'liqdir. Bo'luvchi aylana tish balandligini ikki bo'lakka bo'ladi: tish cho'qqisi va tish balandliklaridagi botiqligi. Tish cho'qqisi aylanasi radiusi r_a va tish botiqligi aylanasi radiusi r_f lar mavjuddir. *Masofa h_a tish cho'qqisi balandligi deyiladi, bo'luvchi aylana bilan tish botiqligi orasidagi masofa h_f tish botiqligi deyiladi.*



6.11-chizma. a) tashqi ilashish; b) ichki ilashish.

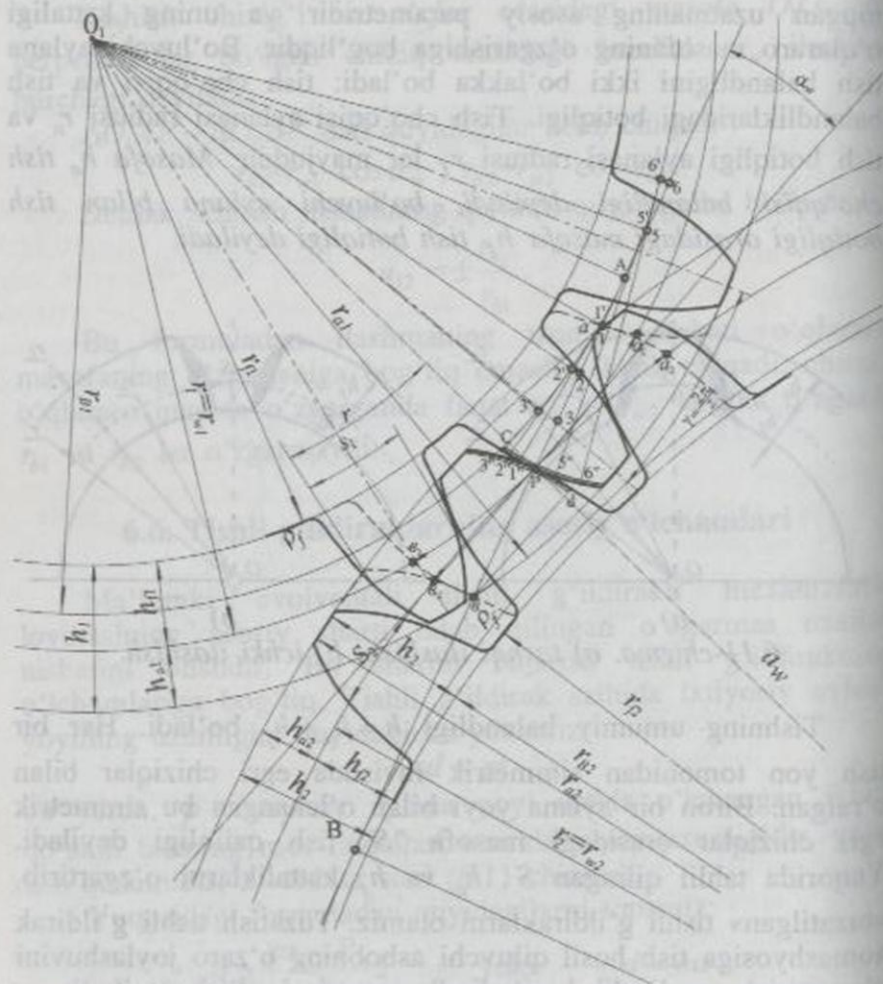
Tishning umumiy balandligi $h = h_a + h_f$ bo'ladi. Har bir tish yon tomonidan simmetrik ravishda egri chiziqlar bilan o'ralgan. Biron bir aylana yoyi bilan o'lchangan bu simmetrik egri chiziqlar orasidagi masofa "S" tish qalinligi deyiladi. Yuqorida tahlil qilingan S , h_a va h_f kattaliklarni o'zgartirib, «tuzatilgan» tishli g'ildiraklarni olamiz. Tuzatish tishli g'ildirak xomashyosiga tish hosil qiluvchi asbobning o'zaro joylashuvini o'zgartirish orqali olib boriladi. *Bu masofani siljish deyiladi.*

Agar siljishi nol bo'lgan tishli g'ildirak ishlab chiqarilgan bo'lsa, bunday tishli g'ildirakni nolinchi tishli g'ildirak deyiladi. Nolnchi tishli g'ildirak uchun

$$h_a = m, \quad h_f = 1.25m, \quad S = 0.5\pi m$$

bo'ladi.

O'zaro ilashishda bo'lgan ikkita tishli g'ildirakning ilashishi manzarasini ko'rib chiqamiz (6.12-chizma).



6.12-chizma.

Quyidagilar berilgan bo'lsin: g'ildiraklarning tishlar soni z_1 va z_2 ; tishning moduli m ; ilashish burchagi α_w .

Tishli g'ildiraklar siljishi nolga teng bo'lgan g'ildiraklar bo'lsin. Bu holda bo'luvchi aylana radiusi r va boshlang'ich aylana radiusi r_w lar o'zaro bir-biriga teng bo'ladi.

$$r_1 = 0,5 \cdot m \cdot z_1$$

$$r_2 = 0,5 \cdot m \cdot z_2$$

O'qlararo masofa $a_w = 0,5m(z_1 + z_2)$ bo'ladi. O_1 va O_2 markazlardan boshlang'ich aylanalarni yurgizamiz. Bu aylanalar o'zaro urinib qutb nuqtasi P ni hosil qiladi. Ushbu P nuqtadan o'qlararo masofa O_1O_2 ga perpendikular bo'lgan chiziqqa nisbatan α_w burchak ostida chiziq o'tkazamiz. Evolventaning xossasiga binoan bu chiziq asosiy aylanalarga urinma bo'ladi. Bu urinma markazlar O_1 va O_2 dan perpendikular chiziqlar o'tkazib, asosiy aylana radiuslarini topamiz:

$$r_{b1} = r_1 \cos \alpha_w$$

$$r_{b2} = r_2 \cos \alpha_w$$

So'ngra urinma chiziq NN ni asosiy aylanalar ustida yumalatib tishlarning evolventalarini hosil qilamiz. Evolventalar tashqaridan radiuslari

$$r_{a1} = r_1 + h_{a1} = 0,5m(z_1 + 2)$$

$$r_{a2} = r_2 + h_{a2} = 0,5m(z_2 + 2)$$

bo'lgan tish cho'qqisi aylanalari bilan, ichkaridan esa radiuslari

$$r_{f1} = r_1 - h_{f1} = 0,5m(z_1 - 2,5)$$

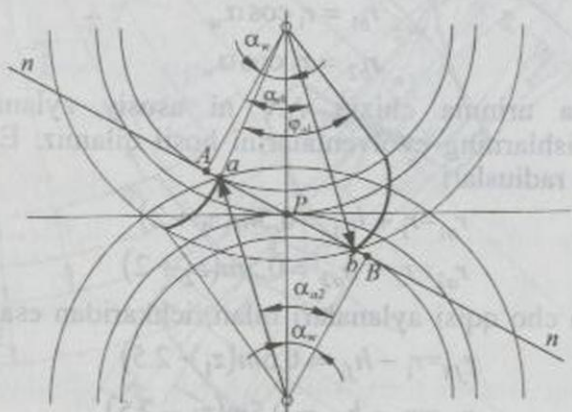
$$r_{f2} = r_2 - h_{f2} = 0,5m(z_2 - 2,5)$$

bo'lgan tish botiqligi aylanalari bilan chegaralangandir. Birinchi tish cho'qqisi aylanasini bilan ikkinchi tish botiqligi aylanasini o'rtasida bo'shliq hosil bo'ladi, bu bo'shliqni radial bo'shliq deyiladi. Radial bo'shliqning kattaligi $0,25m$ ga teng bo'lib, u tishlarning o'zaro ilashishda qadalmaslik shartini va o'zaro moylanish shartini bajaradi (6.12-chizma).

Tish cho'qqisi aylanasi bilan ilashish chizig'i «AB» ning kesishgan nuqtalari "a" va "b" lar ilashish chizig'ining *aktiv qismi* deyiladi. Tish yon tomonining tish cho'qqisi aylanasiidan O_1 nuqtadan O_1a va O_2b radiuslar orqali o'tkazilgan aylanalar bilan kesishgan nuqtalari orasidagi masofa tish profilining *ishchi qismi* deyiladi. O'zaro ilashishda bo'lgan ikkita tishli g'ildirakning tishlari "a" nuqtada ilashishga kirishadi va "b" nuqtada ilashishdan chiqadi va aksincha. *Tishlarning ilashishiga kirishi va ilashishdan chiqishi uchun ketgan vaqt ichida buralgan burchagi qoplanish burchagi deyiladi. Qoplanish burchagini buralish qadamiga nisbati qoplanish koeffitsienti deyiladi.*

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\varphi_\alpha}{\tau}$$

bu yerda, ε_α – qoplanish koeffitsienti; φ_α – qoplanish burchagi; τ – buralish qadami.



6.13-chizma.

Ilashmaning uzluksizlik sharti $\varepsilon_\alpha > 1$ bo'ladi. Evolventa chizig'ining ta'rifiga binoan, qoplanish burchagi quyidagicha bo'ladi:

$$\varphi_\alpha = \frac{ab}{r_b}$$

ekanligini ko'rish mumkin. Agar $\tau = \frac{2\pi}{z}$, $r_{b1} = 0,5 m z \cos \alpha$ ekanligini e'tiborga olsak, 6.13-chizmaga asosan

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{(ab)}{P_b}$$

bu yerda, $P_b = \pi \cdot m \cdot \cos \alpha$ - asosiy aylana bo'yicha olingan tish qadami.

6.13-chizmaga binoan

$$(ab) = (Ab) - (AP) + (Ba) - (BP)$$

Quyidagi ΔO_1Ab , ΔO_1AP , ΔO_2Ba va ΔO_1BP uchburchaklardan foydalanib,

$$(ab) = r_{b1} (\operatorname{tg} \alpha_{a1} - \operatorname{tg} \alpha_w) + r_{b2} (\operatorname{tg} \alpha_{a2} - \operatorname{tg} \alpha_w)$$

bu yerda, α_{a1} va α_{a2} - tish cho'qqisiga mos keluvchi burchaklar bo'lib, ularning qiymatlari

$$\cos \alpha_{a1} = \frac{r_{b1}}{r_{a1}}, \quad \cos \alpha_{a2} = \frac{r_{b2}}{r_{a2}}$$

u holda qoplanish koeffitsienti

$$\varepsilon_{\alpha} = \left[\frac{(\operatorname{tg} \alpha_{a1} - \operatorname{tg} \alpha_w)}{\tau_1} \right] + \left[\frac{(\operatorname{tg} \alpha_{a2} - \operatorname{tg} \alpha_w)}{\tau_2} \right] \quad (6.5)$$

6.7. Tishli g'ildiraklarni ishlab chiqarish

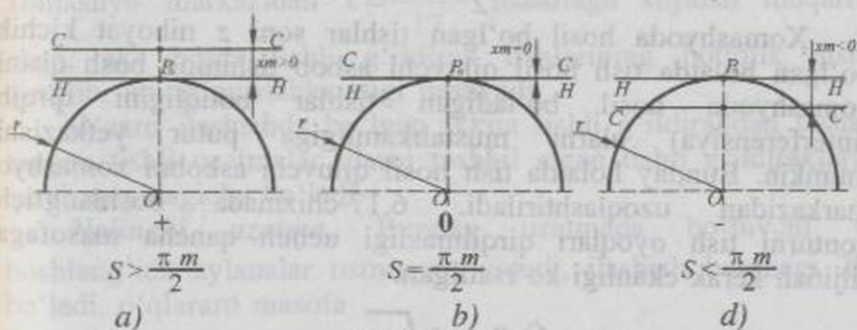
Tishli g'ildiraklarni ishlab chiqarish ikki usul bilan, ya'ni nusxalash va tig'izlash usulida olib boriladi.

Nusxalash usulida tish kesuvchi asboblardan foydalaniladi. Bunda tish kesuvchi asbobning tishlari shakliga o'xshash tishlar xomashyoda hosil bo'ladi (6.14-chizma). Shuning uchun ham bu usul *nusxalash usuli* deyiladi. 6.14-chizmada 1-tish qirquvchi asbob; 2-tishli g'ildirakning xomashyosi.

Tish qirquvchi asbob 1 o'z o'qi atrofida to'la bir aylanganda xomashyo 2 da bitta tishning botiqligi hosil bo'ladi,

Ko'p hollarda xomashyoda tish hosil qilish uchun tishlari o'tkir qilib tayyorlangan asbob – reyka ishlatiladi. 6.15-chizmada ushbu asbobning konturi (GOST 9587-86) tasvirlangan. Bu konturni tish hosil qiluvchi yoki asosiy kontur deyiladi. Balandligining o'rtasidan o'tuvchi CC chiziq asbobning o'rta chizig'i deyiladi. Modul m tishli g'ildiraklar uchun ko'rsatilgan standartlar jadvalidan tanlanadi. Tish hosil qilish jarayonida bu kontur xomashyoga nisbatan har xil joylashishi mumkin.

6.16-chizmada tish hosil qiluvchi konturning xomashyoga nisbatan joylashishlari ko'rsatilgan. 6.16-chizma, b da konturni o'rta chizig'i CC xomashyoni bo'luvchi diametriga urinma bo'lgan hollari tasvirlangan.



6.16-chizma.

Asbob va xomashyolarni o'zaro harakatlari natijasida asbobning o'rta chizig'i CC bo'luvchi aylana yoyi ustida sirpanishsiz yumalaydi. Natijada xomashyo ustida tish hosil bo'ladi. Bunday usulda hosil bo'lgan tishning bo'luvchi aylana ustidagi tish qalinligi $S_0 = \pi m/2$ bo'ladi va nolinch tishli g'ildirak deb yuritiladi.

6.16-chizma, a da boshlang'ich konturning CC chizig'i xomashyo bo'luvchi aylanasi yoyidan xm masofaga siljigan holati tasvirlangan, bu yerda, x siljish koeffitsienti deyiladi. Bu yerda, xomashyoning bo'luvchi aylanasi yoyi ustida tish qirquvchi asbob CC o'rta chizig'idan xm masofada joylashgan to'g'ri chizig'i sirpanishsiz yumalaydi. Bu usulda hosil qilingan

tishli g'ildirakning bo'luvchi aylana yoyi bo'yicha o'lchangan tish qalinligi quyidagicha o'lchanadi:

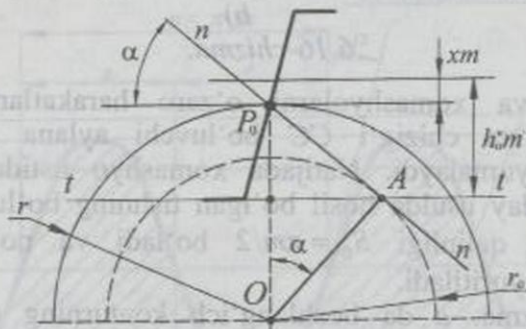
$$S = \frac{1}{2} \pi m + xm \operatorname{tg} 20^\circ$$

Bu holatda siljish koeffitsienti x musbat bo'ladi va hosil bo'lgan tishli g'ildirak *musbat g'ildirak deyiladi*.

6.16-chizma, *d*) da boshlang'ich kontur CC ni xomashyoning bo'luvchi aylana yoyidan uning markazga qarab xm masofaga siljirilgan holati tasvirlangan. Bu usulda hosil bo'lgan tishli g'ildirak manfiy g'ildirak deyiladi va uni bo'luvchi aylana yoyi bo'yab o'lchangan tish qalinligi quyidagicha bo'ladi:

$$S = \frac{1}{2} \pi m - xm \operatorname{tg} 20^\circ$$

Xomashyoda hosil bo'lgan tishlar soni z nihoyat kichik bo'lgan holatda tish hosil qiluvchi asbob tishining bosh qismi xomashyoda hosil bo'ladigan tishlar botiqligini qirqib (interferensiya) ularni mustahkamligiga putur yetkazishi mumkin. Bunday holatda tish hosil qiluvchi asbobni xomashyo markazidan uzoqlashtiriladi. 6.17-chizmada boshlang'ich konturni tish oyoqlari qirqilmasligi uchun qancha masofaga siljitish kerak ekanligi ko'rsatilgan.



6.17-chizma.

Aytaylik, tishning botiqlik qismi qirqilmasdan z tishga ega bo'lgan tishli g'ildirak hosil qilish uchun tish hosil qiluvchi asbobning uchidan o'tuvchi " $t-t$ " chiziq asosiy aylanaga urinma bo'lgan " $n-n$ " chiziqning A nuqtasidan o'tishni taqozo

qiladi. Biz oldingi paragraflarda ilashma faqat ab kesma ichida yotishi kerak ekanligini isbotlagan edik.

Shuning uchun a va A nuqtalarning ustma-ust tushishi eng chetki holat hisoblanadi, aks holda interferensiya hodisasi muqarrardir. Shunday qilib,

$$\frac{1}{2}mz + xm - m = \frac{1}{2}mz \cos^2 20^\circ$$

bu yerdan

$$x = \frac{17-z}{17}$$

ekanligi kelib chiqadi. Demak, xomashyoda tishli g'ildirakning tishlar soni $z < 17$ bo'lsa, u holda tish hosil qiluvchi asbobni

xomashyo markazidan $x = \frac{17-z}{17}$ masofaga siljitish muqarrar

ekan, aks holda tishli g'ildirak tishlarining botiqlik qismi qirqilib, uning mustahkamligi pasayadi.

O'zaro ilashishda bo'lgan ikkita tishli g'ildirakdan tashkil topgan tishli uzatmalar ularni tashkil etgan tishli g'ildiraklarga qarab quyidagicha bo'ladi:

Nolinchi uzatma. Bunday uzatmada bo'luvchi va boshlang'ich aylanalar ustma-ust yotadi, ilashish burchagi 20° bo'ladi, o'qlararo masofa

$$a_w = a = \frac{1}{2}m(z_1 + z_2)$$

ga teng bo'ladi (6.18-chizma, a). Boshlang'ich aylana yoyi bo'ylab o'lchangan birinchi tishli g'ildirak tishning qalinligi ikkinchi tishli g'ildirak tishining botiqligi kengligiga teng bo'ladi.

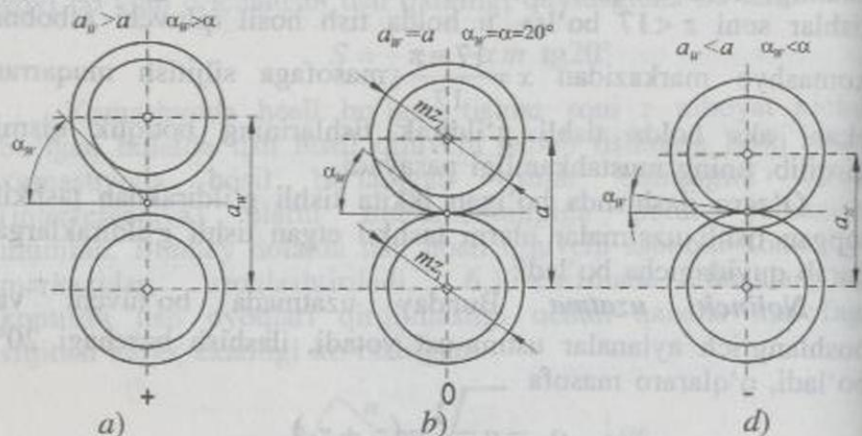
Musbat uzatma. Bunday uzatma bo'luvchi aylana yoyi bo'ylab o'lchangan birinchi tishli g'ildirak tishining qalinligi ikkinchi tishli g'ildirak tishining botiqligi kengligidan katta bo'ladi. Bu ikkita kattalikni o'zaro tenglashtirish uchun bunday uzatmalarning boshlang'ich aylanalari siljirilgan bo'ladi va o'qlararo masofa a_w hamda ilashish burchagi α_w nolinchi uzatmaga nisbatan katta bo'ladi (6.18-chizma, b), ya'ni,

$$a_w > a; \quad \alpha_w > \alpha = 20^\circ$$

Musbat uzatma hosil qilish uchun ikkala tishli g'ildirak o'zaro musbat yoki bittasi nolinch, ikkinchisi musbat; bittasi manfiy, ikkinchisi musbat, lekin musbat siljish absolut qiymati jihatidan manfiy siljishdan katta bo'lishi kerak.

Manfiy uzatma. Manfiy uzatmada bo'luvchi aylana o'lchangan birinchi tishli g'ildirakning tish qalinligi ikkinchi tishli g'ildirakning tish botiqligi kengligidan kichik bo'ladi (6.18-chizma, d).

Bu holatda mo'tadil ilashma hosil qilish o'qlararo masofani va ilashish burchagini kichraytirish hisobiga olib boriladi.



6.18-chizma.

Bunday uzatmani hosil qilish uchun ikkala tishli g'ildirakni manfiy, bittasi nolinch, ikkinchisi manfiy yoki bittasini manfiy, ikkinchisini musbat, lekin absolut qiymatlari jihatidan manfiy siljishdan kichik qilib tayyorlash kerak.

Demak, o'zaro siljishga ega bo'lgan tishli g'ildiraklardan tashkil topgan tishli uzatmalarda asosan a_w va α_w lar o'zgaruvchan qiymatlarga egadir. Bu qiymatlarni topish uchun 6.19-chizmada ko'rsatilgan tishli g'ildirakning ixtiyoriy aylanasi bo'ylab o'lchangan yoy uzunligini topamiz.

Yuqorida keltirilgan evolventa va uning xossasiga asoslanib, quyidagini yozamiz:

$$\frac{S_w}{r_w} = \left(\frac{S}{r} + 2 \operatorname{inv} \alpha - 2 \operatorname{inv} \alpha_w \right) \quad (6.5)$$

bu yerda, S – bo‘luvchi aylana bo‘yicha o‘lchangan tish qalinligi, mm ; S_w – boshlang‘ich aylana bo‘yicha o‘lchangan tish qalinligi, mm ; $r = 0.5mz$ – bo‘luvchi aylana radiusi, mm ; $r_w = 0.5m_wz$ – boshlang‘ich aylana radiusi, mm ; m_w – boshlang‘ich aylana bo‘yicha o‘lchangan tish moduli, mm .

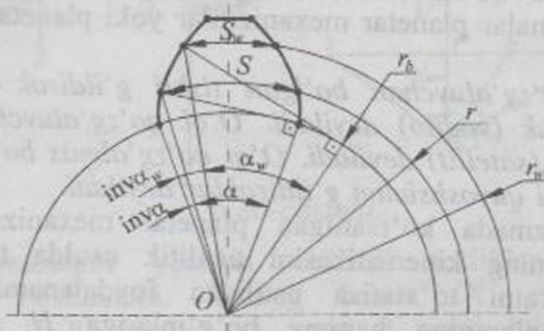
U holda

$$S_{w1} + S_{w2} = \pi m_w$$

ekanligini e‘tiborga olib, quyidagini hosil qilamiz:

$$\operatorname{inv} \alpha_w = \operatorname{inv} \alpha + 2 \frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2} \operatorname{tg} \alpha \quad (6.6)$$

bu yerda, $\alpha = 20^\circ$ – tish hosil qiluvchi asbob parametri; α_w – ilashish burchagi.



6.19-chizma.

(6.6) dan $\operatorname{inv} \alpha_w$ qiymati topilgandan so‘ng maxsus jadval orqali α_w topiladi.

So‘ngra

$$r_{w1} = \frac{0.5mz_1 \cos 20^\circ}{\cos \alpha_w} \quad r_{w2} = \frac{0.5mz_2 \cos 20^\circ}{\cos \alpha_w}$$

topilib, o‘qlararo masofa quyidagicha topiladi:

$$a_w = r_{w1} + r_{w2} = \frac{0.5m(z_1 + z_2)\cos 20^\circ}{\cos \alpha_w}$$

Tishli g'ildirak tish botiqligi aylanasi radiuslari quyidagicha topiladi.

$$r_{f1} = 0.5m(z_1 - 2.5 + 2x_1)$$

$$r_{f2} = 0.5m(z_2 - 2.5 + 2x_2)$$

Tish cho'qqisi aylanasi quyidagicha aniqlanadi.

$$r_{a1} = a_w - r_{f2} - 0.25m$$

$$r_{a2} = a_w - r_{f1} - 0.25m$$

6.8. Planetar mexanizmlar

Tarkibida qo'zg'aluvchan o'qli tishli g'ildiraklar mavjud bo'lgan uzatmalar planetar mexanizmlar yoki planetar uzatmalar deyiladi.

O'qi qo'zg'aluvchan bo'lgan tishli g'ildirak o'rnatilgan bo'g'in dastak (vodilo) deyiladi. O'qi qo'zg'aluvchan bo'g'in esa yo'ldosh (satellit) deyiladi. O'qi qo'zg'almas bo'g'inlar esa markaziy yoki quyoshsimon g'ildiraklar deyiladi.

6.20-chizmada ko'rsatilgan planetar mexanizmni ko'rib chiqamiz. Uning kinematikasini analitik usulda tahlil qilish uchun harakatni to'xtatish usulidan foydalanamiz. Buning uchun mexanizmning hamma bo'g'inlariga H bo'g'inning tezligiga teng lekin ungan qarama-qarshi yo'nalgan tezlik beramiz. U holda, H bo'g'in (dastak) to'xtab qoladi, ya'ni planetar mexanizm oddiy mexanizmga aylanadi. *Bu mexanizmni aylantirilgan mexanizm deyiladi.*

U holda bunday oddiy mexanizm uchun quyidagini yozamiz $u_{13}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H}$. 6.20-chizmada ko'rsatilgan mexanizm uchun $\omega_3 = 0$ bo'lganligi munosabati bilan quyidagini yozamiz:

$$u_{13}^{(H)} = 1 - \frac{\omega_1}{\omega_H} = 1 - u_{1H}^{(3)}$$

va natijada bb' kesmani olamiz. Bu kesmaning b' nuqtasini markaz O bilan birlashtirib H bo'g'in uchun tezliklar manzarasi $\Delta bb'O$ ni hosil qilamiz. Undagi burchak φ_1 , φ_2 va φ_H larning tangenslari mos ravishda burchak tezlik ω_1 , ω_2 va ω_3 larga proporsionaldir.

$$\operatorname{tg}\varphi_1 = \omega_1 \frac{\mu_l}{\mu_v}; \quad \operatorname{tg}\varphi_2 = \omega_2 \frac{\mu_l}{\mu_v}; \quad \operatorname{tg}\varphi_H = \omega_H \frac{\mu_l}{\mu_v}.$$

Uzatish nisbatini topish uchun burchak tezliklar manzarasini quramiz. Buning uchun PP' ixtiyoriy kesma olamiz va P nuqtadan φ_1 , φ_2 , φ_H burchaklarga parallel nurlar yurgizamiz. Bu nurlar 1, 2, va H nuqtalarda PP' ga perpendikular bo'lgan chiziqni kesib o'tadi. U holda uzatish nisbati quyidagicha topiladi.

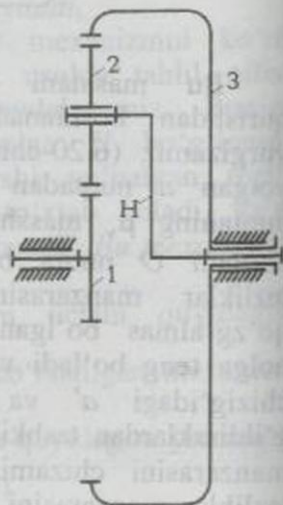
$$u_{1H} = \frac{P^1}{P^H}; \quad u_{2H} = -\frac{P^2}{P^H}; \quad u_{12} = -\frac{P^1}{P^2}. \quad (6.9)$$

Bu yerda, manfiy belgi kesmalarni har xil tomonga qarab yo'nalishlarini bildiradi.

6.9. Differensial mexanizmlar kinematikasi

Erkinlik darajasi ikkiga teng bo'lgan planetar mexanizmlar *differensial mexanizmlar deyiladi*. Differensial mexanizmlarda uchta bo'sh bo'g'in bo'lib, ulardan ikkitasi yetaklovchi, bittasi yetaklanuvchi yoki bittasi yetaklovchi ikkitasi esa yetaklanuvchi bo'lishi mumkin. 6.21-chizmada differensial mexanizm ko'rsatilgan. Harakatni to'xtatish usulini qo'llasak

$$u_{13}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H}. \quad (6.10)$$



6.21-chizma.

Bu tenglamani ω_3 ga nisbatan yechsak, u holda quyidagini yozish mumkin.

$$\omega_3 = u_{31}^{(H)}\omega_1 + u_{3H}^{(I)}\omega_H \quad (6.11)$$

Yuqorida ko'rsatilgan (6.11) formula har qanday differensial mexanizm uchun umumiydir, ya'ni uni quyidagicha yozish mumkin, agar differensial mexanizmning bosh bo'g'inlari A, B, C lar bo'lsa, u holda

$$\omega_A = u_{AH}^{(C)}\omega_B + u_{AC}^{(B)}\omega_C \quad (6.12)$$

6.10. Tutashtirilgan differensial mexanizmlar

Ma'lumki, differensial mexanizmlarda uchta mustaqil harakat qiluvchi bo'g'in mavjuddir. Agar ulardan xohlagan ikkitasini o'zaro tutashtirsak, u holda bunday mexanizm *tutashtirilgan differensial mexanizm* deyiladi.

6.22-chizmada oddiy tutashtirilgan differensial mexanizm ko'rsatilgan. Bu mexanizmning uzatish nisbatini aniqlashda (6.11) formuladan foydalanamiz:

$$\omega_3 = u_{31}^{(H)}\omega_1 + u_{3H}^{(I)}\omega_H$$

hadlarni ω_4 ga bo'lib yuborsak, u holda

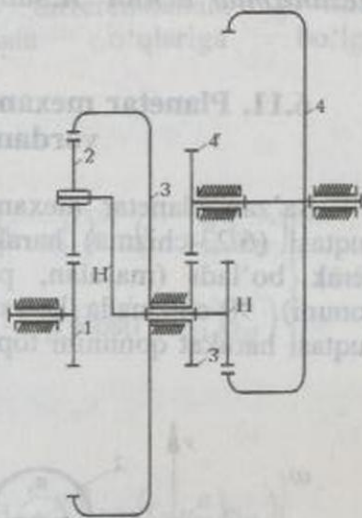
$$u_{34} = \frac{\omega_3}{\omega_4} = u_{31}^{(H)} \cdot \frac{\omega_1}{\omega_4} + u_{3H}^{(I)} \cdot \frac{\omega_H}{\omega_4}$$

$$\text{yoki } u_{34} = u_{31}^{(H)}u_{14} + u_{3H}^{(I)}u_{H4}$$

bu yerdan

$$u_{14} = u_{13}^{(H)}(u_{34} - u_{3H}^{(I)}u_{H4}) \quad (6.13)$$

Yuqoridagi (6.13) formulaga o'zgartirish kiritamiz, buning uchun bu formulani quyidagicha yozamiz.



6.22-chizma.

$$u_{14} = u_{13}^{(H)} u_{34} - u_{13}^{(H)} u_{3H} \cdot u_{H4} \quad (6.14)$$

Ikkinchi hadini quyidagicha yozamiz.

$$u_{13}^{(H)} u_{3H}^{(1)} u_{H4} = u_{13}^{(H)} \left(1 - \frac{1}{u_{13}^{(H)}} \right) u_{H4} = - \left(1 - u_{13}^{(H)} \right) u_{H4} = -u_{1H}^{(3)} u_{H4} \quad (6.15)$$

yoki yuqoridagini e'tiborga olib quyidagini yozamiz

$$u_{14} = u_{13}^{(H)} u_{34} + u_{1H}^{(3)} u_{H4}$$

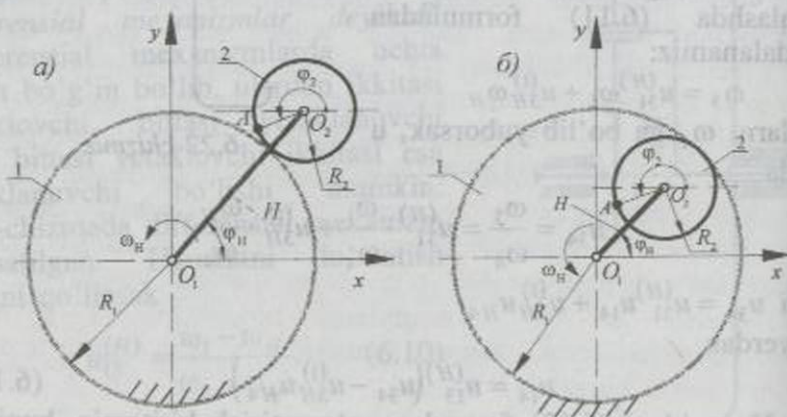
yoki

$$u_{14} = u_{14}^{(H)} + u_{1H}^{(3)} \quad (6.16)$$

(6.16) da keltirilgan ifoda tutashtirilgan differensial mexanizmlar uchun A.Saliyev formulasi deyiladi.

6.11. Planetar mexanizmlar kinematikasini EHM yordamida hisoblash

Ba'zan planetar mexanizmlarning satellitlarining biror bir nuqtasi (6.23-chizma) harakatini tezligi va tezlanishini topish kerak bo'ladi (masalan, paxta terish mashinasining harakat qonuni). 90-chizmada ko'rsatilgan mexanizmlar satellitining A nuqtasi harakat qonunini topamiz.



6.23-chizma.

6.23-chizma, *a* uchun:

$$\left. \begin{aligned} x_A &= R_H \cos \varphi_H - R_2 \cos(1 - u_{21}^H) \varphi_H \\ y_A &= R_H \sin \varphi_H - R_2 \sin(1 - u_{21}^H) \varphi_H \end{aligned} \right\} \quad (6.17)$$

bu yerda, $R_H = R_1 + R_2$ - vodilo uzunligi; $\varphi_H = \omega_H t$ - vodiloning burilish burchagi, $\omega_H = \text{const.}$; $u_{21}^H = -\frac{R_1}{R_2}$ - mexanizmning uzatish nisbati.

Satellit *A* nuqtasining *xOy* koordinata o'qlariga bo'lgan proyeksiyalarini mos ravishda vaqt *t* bo'yicha differensiallab, *A* nuqta tezligining *xOy* koordinata o'qlariga bo'lgan proyeksiyalarini, ikkinchi marta differensiallab, *A* nuqta tezlanishining *xOy* koordinata o'qlariga bo'lgan proyeksiyalarini topamiz.

Tezlik proyeksiyalari

$$\left. \begin{aligned} v_{AX} &= \frac{dx_A}{dt} = -\omega_H (R_H \sin \varphi_H - R_2 (1 - u_{21}^H) \sin(1 - u_{21}^H) \varphi_H) \\ v_{AY} &= \frac{dy_A}{dt} = \omega_H (R_H \cos \varphi_H - R_2 (1 - u_{21}^H) \cos(1 - u_{21}^H) \varphi_H) \end{aligned} \right\} \quad (6.18)$$

Tezlanish proyeksiyalari

$$\left. \begin{aligned} a_{AX} &= \frac{d^2 x_A}{dt^2} = -\omega_H^2 (R_H \cos \varphi_H - R_2 (1 - u_{21}^H)^2 \cos(1 - u_{21}^H) \varphi_H) \\ a_{AY} &= \frac{d^2 y_A}{dt^2} = -\omega_H^2 (R_H \sin \varphi_H - R_2 (1 - u_{21}^H)^2 \sin(1 - u_{21}^H) \varphi_H) \end{aligned} \right\} \quad (6.19)$$

6.23-chizma, *b* uchun:

$$\left. \begin{aligned} x_A &= R_H \cos \varphi_H - R_2 \cos(1 - u_{21}^H) \varphi_H \\ y_A &= R_H \sin \varphi_H - R_2 \sin(1 - u_{21}^H) \varphi_H \end{aligned} \right\} \quad (6.20)$$

bu yerda, $R_H = R_1 - R_2$ - vodilo uzunligi; $\varphi_H = \omega_H t$ - vodiloning burilish burchagi, $\omega_H = \text{const.}$; $u_{21}^H = \frac{R_1}{R_2}$ - mexanizmning uzatish nisbati.

Satellit A nuqtasining xOy koordinata o'qlariga bo'lgan proyeksiyalarini mos ravishda vaqt t bo'yicha differensiallab, A nuqta tezligining xOy koordinata o'qlariga bo'lgan proyeksiyalarini, ikkinchi marta differensiallab, A nuqta tezlanishining xOy koordinata o'qlariga bo'lgan proyeksiyalarini topamiz.

Tezlik proyeksiyalari

$$\left. \begin{aligned} v_{AX} &= \frac{dx_A}{dt} = -\omega_H \left(R_H \sin \varphi_H - R_2 (1 - u_{21}^H) \sin(1 - u_{21}^H) \varphi_H \right) \\ v_{AY} &= \frac{dy_A}{dt} = \omega_H \left(R_H \cos \varphi_H - R_2 (1 - u_{21}^H) \cos(1 - u_{21}^H) \varphi_H \right) \end{aligned} \right\} (6.21)$$

Tezlanish proyeksiyalari

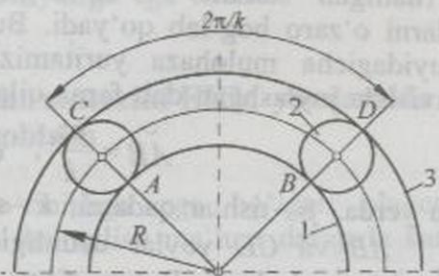
$$\left. \begin{aligned} a_{AX} &= \frac{d^2 x_A}{dt^2} = -\omega_H^2 \left(R_H \cos \varphi_H - R_2 (1 - u_{21}^H)^2 \cos(1 - u_{21}^H) \varphi_H \right) \\ a_{AY} &= \frac{d^2 y_A}{dt^2} = -\omega_H^2 \left(R_H \sin \varphi_H - R_2 (1 - u_{21}^H)^2 \sin(1 - u_{21}^H) \varphi_H \right) \end{aligned} \right\} (6.22)$$

Yuqorida keltirilgan (6.17)-(6.22) formulalarni hisoblash bo'yicha EHM uchun dasturlar yaratilgan [8].

6.12. Planetar mexanizmlar sintezi

Planetar mexanizmlarni loyihalash uchun ularning satellitlari har doim bir-biriga nisbatan bir xil masofada joylashgan bo'lishi kerak, hamda ularning ishlash jarayonida hosil bo'ladigan markazdan qochuvchi kuchlari o'zaro muvozanatlashgan bo'lishi kerak. Satellitlar soni ortishi bilan

ularning tishlar soni va ularda bo'ladigan zo'riqishlar kamayib boradi hamda markaziy o'qqa o'rnatilgan podshipniklar ham o'zaro muvozanatlashib ularning ishlash muhlati ortadi. Bu holat mexanizmlarning og'irliklarini kam va o'zlarini ixcham qilib ishlab chiqarish imkoniyatini beradi. Biroq satellitlar sonini haddan tashqari ko'paytirib yuborish ham mumkin emas, chunki ularning ishlash jarayonida tishlari bir-biriga tegib sinib ketishi mumkin. Shuning uchun planetar mexanizmlarni loyihalashda bir necha shartlar mavjud bo'lib, ularni loyihalashda alohida-alohida ko'rib chiqamiz.



6.24-chizma.

1. Qo'shnilik sharti.

Bu shart ikkita qo'shni bo'lib joylashgan satellitlarning bir-biriga tegmasdan ishlashini talab etadi. Buning uchun satellitlar tishlari cho'qqisi aylanalarining radiuslari yig'indisi ular orasidagi masofadan kichik bo'lishi kerak, ya'ni

$$2r_a < 2R \sin \frac{\pi}{K}$$

Agar tishli g'ildiraklarni geometrik o'lchamlarini e'tiborga olsak,

$$2[0,5m(z_2 + 2)] < 2 \cdot 0,5m(z_1 + z_2) \sin \frac{\pi}{K}$$

6.24-chizmada ko'rsatilgan tasvirni e'tiborga olib tenglamani quyidagicha yozamiz.

$$\sin \frac{\pi}{K} > \frac{z_2 + 2}{z_1 + z_2} \quad (6.23)$$

2. O'qdoshlik sharti. Bu shart markaziy g'ildiraklarni bitta geometrik o'q atrofida joylashishini talab qiladi (6.24-chizma).

$$r_1 + 2r_2 = r_3$$

yoki

$$z_1 + 2z_2 = z_3$$

3. *Yig'ish sharti.* Bu shart satellit 2 ning tishlari bir vaqtning o'zida 3 va 1-bo'g'inlarning tishlari bilan ilashishga kirishini talab qiladi. Satellitlar soni ko'p bo'lgan taqdirda birinchi satellit 1 va 3-bo'g'inlarning tishlari bilan ilashishga kirishadi, lekin ikkinchi va qolgan satellitlar 1 va 3-g'ildiraklar tishlari bilan ilashishga kirisha olmaydi, chunki birinchi bo'lib o'rnatilgan satellit 1- va 3-g'ildiraklar erkinligini yo'qotib ularni o'zaro bog'lab qo'yadi. Bu muammoni hal qilish uchun quyidagicha mulohaza yuritamiz: satellitlar o'zaro simmetrik ravishda joylashgan deb faraz qilamiz (6.24-chizma), u holda

$$\overset{\smile}{AB} = \frac{pz_1}{k}, \quad \overset{\smile}{CD} = \frac{pz_3}{k}$$

bu yerda, p - tishlar qadami; k - satellitlar soni.

AB va CD yo'ylar uzunligida tish qadami p butun son bo'ylab joylashsin. Butun qismi « l » qoldig'ini esa « S » bilan belgilaylik, u holda quyidagilarni yozish mumkin:

$$\overset{\smile}{AB} = pl_1 + S_1 \quad \overset{\smile}{CD} = pl_3 + S_3$$

yoki

$$pz_1 = k(pl_1 + S_1) \quad pz_3 = k(pl_3 + S_3)$$

bu tenglamalarni hadma-had qo'shamiz, u holda

$$z_1 + z_3 = \frac{k}{p}(pl_1 + S_1 + pl_3 + S_3)$$

yoki

$$z_1 + z_3 = k(l_1 + l_3) + \frac{k}{p}(S_1 + S_3) \quad (6.24)$$

Yuqoridagi (6.24) tenglama asosida quyidagicha mulohaza qilish mumkin: tenglamada $z_1 + z_3$ butun sonidir, demak tenglamaning o'ng tomoni ham butun son bo'lishi kerak. Shu shartga ko'ra l_1 , l_3 va k lar butun sonlardir, demak $k(l_1 + l_3)$ butun son bo'ladi. Agar $k(S_1 + S_3)/p$ butun son bo'lishi uchun $(S_1 + S_3) = p$ bo'lishi kerak. (6.24) dan quyidagilarni yozish mumkin:

$$z_1 + z_3 = k(l_1 + l_3 + 1) = kE, \quad (6.25)$$

bu yerda, $E = (l_1 + l_3 + 1)$.

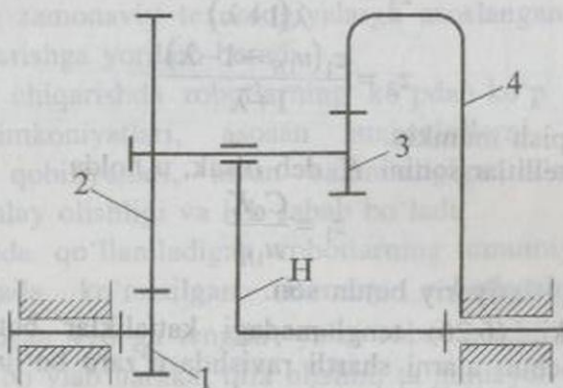
Planetar mexanizmlar yig'ilish sharti (6.25) tenglamadan kelib chiqadi, ya'ni tanlangan z_1 , z_2 va z_3 lardan hosil bo'lgan planetar mexanizm yig'ilish imkoniyatiga ega bo'lishi uchun $(z_1 + z_3)/k$ butun son bo'lishi kerak.

Shunday qilib, planetar mexanizmlarni loyihalashda uchta shartning bir vaqtda bajarilishi zarurdir. Aks holda bunday planetar mexanizm ishlash qobiliyatiga ega emas.

6.13. Planetar mexanizmlar sintezini EHM yordamida hisoblash

Ma'lumki, murakkab ko'rinishga ega bo'lgan planetar mexanizmlar sintezi masalasini hal qilish ma'lum darajada katta muammolarga olib keladi.

Bu muammolarni EHM yordamida osongina hal qilish mumkin. Buning uchun 6.25-chizmada ko'rsatilgan planetar mexanizmning sintezi masalasini ko'rib chiqamiz.



6.25-chizma.

6.25-chizmada keltirilgan mexanizm uchun

$$u_{1H} = 1 + \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3}$$

Agar $\lambda = \frac{z_2}{z_3}$ deb olsak, u holda

$$u_{1H} = 1 + \lambda \frac{z_4}{z_1}. \quad (6.26)$$

O'qlarning mos kelishi shartidan

$$z_1 + z_2 = z_4 - z_3$$

yoki

$$z_1 + \lambda z_3 = z_4 - z_3.$$

Bundan

$$z_3 = \frac{z_4 - z_1}{1 + \lambda}$$

(6.26) tenglamadagi z_4 ni z_1 va u_{1H} orqali ifodalasak, quyidagini olamiz

$$z_4 = \frac{z_1(u_{1H} - 1)}{\lambda} \quad (6.27)$$

Xuddi shu yo'sinda

$$z_3 = \frac{z_1(u_{1H} - 1 - \lambda)}{\lambda(1 + \lambda)} \quad (6.28)$$

$$z_2 = \frac{z_1(u_{1H} - 1 - \lambda)}{1 + \lambda} \quad (6.29)$$

ekanligini topish mumkin.

Agar satellitlar sonini K deb olsak, u holda

$$z_1 = \frac{C_0 K}{u_{1H}} \quad (6.30)$$

bu yerda, C_0 - ixtiyoriy butun son.

Ma'lumki, (6.26) tenglamadagi kattaliklar butun sonlar bo'lganligi uchun ularni shartli ravishda o'zaro bo'linmaydigan natural sonlar orqali ifodalaymiz, ya'ni

$$u_{1H} = \frac{P}{Q} \quad \lambda = \frac{L_1}{L_3}.$$

U holda yuqoridagi formulalar quyidagicha yoziladi.

$$z_4 = \frac{z_1 L_3}{Q L_2} (P - Q) \quad (6.31)$$

$$z_3 = \frac{z_1(PL_3 - QL_3 - QL_2)L_3}{QL_2(L_3 + L_2)} \quad (6.32)$$

$$z_2 = \frac{z_1(PL_3 - QL_3 - QL_2)}{Q(L_3 + L_2)} \quad (6.33)$$

$$z_1 = \frac{QC_0K}{P} \quad (6.34)$$

(6.31)–(6.34) larda keltirilgan tenglamalar masalani EHM orqali hisoblash uchun algoritm vazifasini bajaradi.

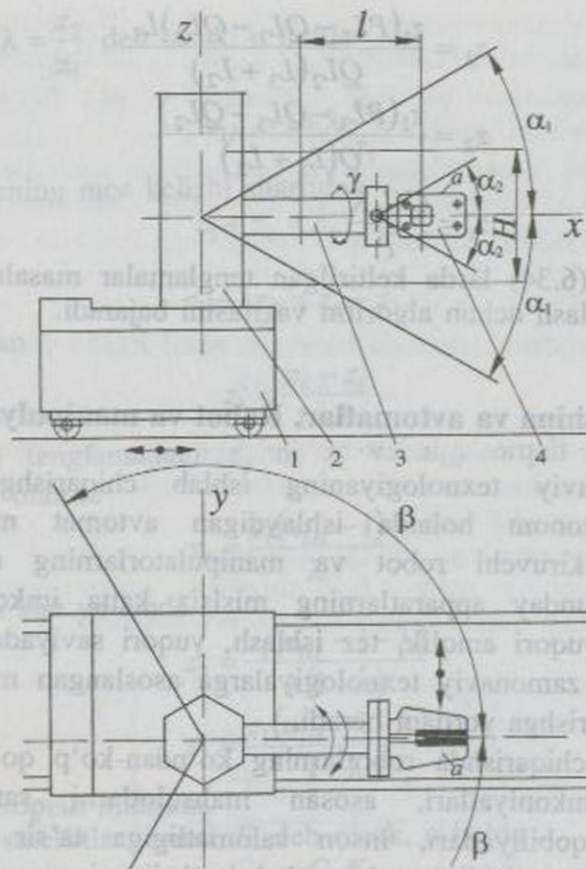
6.14. Mashina va avtomatlar. Robot va manipulyatorlar

Zamonaviy texnologiyaning ishlab chiqarishga tatbiq etishda avtonom holatda ishlaydigan avtomat mashinalar turkumiga kiruvchi robot va manipulyatorlarning ahamiyati kattadir. Bunday apparatlarning mislsiz katta imkoniyatlari, ya'ni eng yuqori aniqlik, tez ishlash, yuqori saviyada o'ylash va h.k. lar zamonaviy texnologiyalarga asoslangan mashinalar ishlab chiqarishga yordam beradi.

Ishlab chiqarishda robotlarning ko'pdan-ko'p qo'llanilishi ularning imkoniyatlari, asosan mahsulotlarni sanash va qadoqlash qobiliyatlari, inson salomatligiga ta'sir etadigan joylarda ishlay olishligi va h.k sabab bo'ladi.

Sanoatda qo'llaniladigan robotlarning umumiy ko'rinishi 6.26-chizmada ko'rsatilgan. Bunday robotlarning erkinlik darajasi asosan 4÷6 ga tengdir, ya'ni robot ishchi a'zosini 4÷6 koordinata bo'ylab harakat qila olishini ta'minlaydi.

Bunday robotlar gorizontalk tekislikda uning «ishchi qo'li» 2β burchakka burila oladi. Vertikal tekislikda esa 2α burchakka, Ox o'qi atrofida γ burchakka, baland pastga qarab H masofaga, oldinga va orqaga qarab esa l masofaga siljiy oladi.

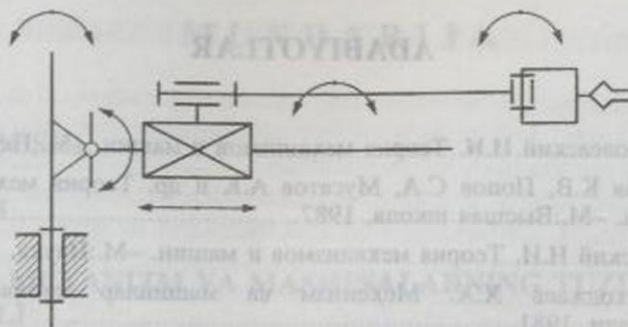


6.26-chizma.

6.27-chizmada sanoat robotning kinematik tuzilishi ko'rsatilgan.

6.27-chizmada ko'rsatilgan robotning erkinlik darajasi 6 yoki 7 ga tengdir.

Ishlab chiqarishda robotlardan tashqari manipulatorlar ham qo'llaniladi. Inson qo'li funksiyasini bajaruvchi texnik moslama *manipulator* deyiladi. Harakatlanuvchi va bu harakatni boshqaruvchi a'zosi bo'lgan manipulator *robot* deb ataladi. Manipulator nazariyasida ularning sifat ko'rsatkichlaridan bittasi servis koeffitsientidir.



6.27-chizma.

Manipulatorlar bir nechta qattiq va elastik jismlarning o'zaro bog'lanishidan va bir nechta erkinlik darajasiga ega bo'lgan fazoviy mexanizmdir. Bu holat uning tuzilish tahlilini va loyiha ishlarini birmuncha murakkablashtiradi. Manipulatorning erkinlik darajasi soni uning boshlang'ich koordinatalari soniga tengdir. Boshlang'ich koordinatalar esa manipulatorning fazodagi holatini mufassal ravishda aniqlovchi parametrlardir.

ADABIYOTLAR

1. Артоблевский И.И. Теория механизмов и машин. –М.:Наука, 1988.
2. Фролов К.В, Попов С.А, Мусатов А.К и др. Теория механизмов и машин. –М.:Высшая школа, 1987.
3. Левитский Н.И. Теория механизмов и машин. –М.:Наука, 1990,
4. Усмонходжасв Х.Х. Механизм ва машинлар назарияси. –Т.: Ўқитувчи, 1981.
5. Karimov R.I, Saliyev A. Amaliy mexanika. –Т.: Fan va texnologiya, 2005.
6. Зокиров Г.Ш. Машина ва механизмлар назарияси. Техника олий ўқув юртлири талабалари учун дарслик. ЎзР ОЎМТВ томонидан тавсия қилинган. –Т.: Ўқитувчи, 2002.
7. Джураев А. ва б. Механизм ва машинлар назарияси. –Т.: Ўқитувчи, 2004.
8. Каримов Р.И., Тураев Ф.Т. Кинематический анализ плоских механизмов с использованием ЭВМ: Учеб.пособие. –Т.: ТашГУ, 2004 г.
9. Свидетельство № DGU 00517. «KSHM.BAS». Программа для ЭВМ. ГПВ РУз, 15.05.2002 г. // Каримов Р.И., Тураев Ф.Т.
10. Свидетельство № DGU 00566. «KULISA.BAS». Программа для ЭВМ. ГПВ РУз, 8.10.2002 г. // Каримов Р.И., Тураев Ф.Т., Умурзаков А.Х.
11. www.tmm-umk.bmstu.ru
12. <http://tmm.spbstu.ru>

MUNDARIJA

SO'Z BOSHI..... 3

KIRISH..... 4

I BOB. MEXANIZM VA MASHINALARNING TUZILISH TAHLILI 6

1.1. «Mexanizm va mashinalar nazariyasi» fanining o'rganadigan obyektlari va uning hal qiladigan masalalari..... 6

1.2. «Mexanizm va mashinalar nazariyasi» fanining asosiy tushunchalari va ta'riflari..... 7

1.3. Kinematik juftlar va ularning sinflari..... 9

1.4. Mexanizmlarni sinflarga ajratish..... 14

1.5. Mexanizmlarning erkinlik darajasini aniqlash..... 14

1.6. Mexanizmlarni Assur-Artobolevskiy uslubida sinflarga ajratish..... 15

II BOB. MEXANIZMLARNING KINEMATIK TAHLILI..... 22

2.1. Mexanizmlar kinematik tahlilining vazifalari va uslublari..... 22

2.2. Mexanizmlar kinematikasini grafik uslubda tekshirish..... 23

2.3. Tezliklar rejasi orqali mexanizm bo'g'inlari va nuqtalarining tezliklarini aniqlash..... 27

2.4. Tezlanishlar rejasi orqali mexanizm bo'g'inlari va nuqtalarining tezlanishlarini aniqlash..... 32

2.5. Kulisali mexanizmning tezlik va tezlanishlarini aniqlash..... 37

2.6. O'rta bo'g'ini yetaklovchi bo'lgan mexanizmlarning tezliklarini aniqlash..... 40

2.7. O'rta bo'g'ini yetaklovchi bo'lgan mexanizmlarning tezlanishlarini aniqlash..... 42

2.8. Mexanizmlar kinematikasini analitik usulda hisoblash..... 44

III BOB. MEXANIZMLARNING DINAMIK TAHLILI.....	49
3.1. Mexanizmlar dinamikasining asosiy masalalari	49
3.2. Mexanizm bo'g'inlariga ta'sir qiluvchi kuchlar, Inersiya kuchlari va momentlari.....	50
3.3. Mexanizmlarni kinetostatik hisoblash. Mexanizmning kinematik juftlaridagi reaksiya kuchlarni aniqlash	56
3.4. Jukovskiy teoremasi	61
3.5. Mexanizmlarni muvozanatlash	62
3.6. Keltirilgan kuch va moment	67
3.7. Keltirilgan massa va inersiya momenti.....	69
3.8. Mashinalarning mexanik xarakteristikasi	70
3.9. Mexanizmlar dinamikasining asosiy tenglamasi	73
3.10. Mashina va mexanizmlar harakatining notekisligi.....	76
IV BOB. ISHQALANISH	86
4.1. Ishqalanish haqida umumiy tushuncha.....	86
4.2. Assur guruhlaridagi kinematik juftlarda hosil bo'ladigan ishqalanish kuchlarini aniqlash	90
4.3. Egiluvchan bo'g'inga ega bo'lgan uzatmalardagi ishqalanish	93
4.4. Mexanizmning kinematik juftlaridagi yemirilish va uni hisoblash.....	94
V BOB. KULACHOKLI MEXANIZMLAR.....	97
5.1. Kulachokli mexanizmlarning turlari.....	97
5.2. Kulachokli mexanizmlarning kinematik tahlili.....	99
5.3. Bosim va uzatish burchaklari.....	101
5.4. Kulachok profili chizig'ining minimal radiusi R_{min} ni aniqlash	102
5.5. Kulachokli mexanizmning kulachok tasvirini chizish.....	106
5.6. Kulachok bilan yetaklanuvchi bo'g'in orasidagi kinematik juftga qo'yilgan prujina qattiqligini aniqlash.....	111

VI BOB. TISHLI MEXANIZMLAR	112
6.1. Tishli mexanizmlarning turlari.....	112
6.2. O'qlari qo'zg'almas bo'lgan ko'p bosqichli tishli uzatmalar.....	114
6.3. Tishli ilashmaning asosiy qonuni.....	115
6.4. Evolventa va uning xossasi.....	117
6.5. Evolventali ilashma.....	119
6.6. Tishli g'ildiraklarning asosiy o'lchamlari.....	120
6.7. Tishli g'ildiraklarni ishlab chiqarish.....	125
6.8. Planetar mexanizmlar.....	132
6.9. Differensial mexanizmlar kinematikasi.....	134
6.10. Tutashtirilgan differensial mexanizmlar.....	135
6.11. Planetar mexanizmlar kinematikasini EHM yordamida hisoblash.....	136
6.12. Planetar mexanizmlar sintezi.....	138
6.13. Planetar mexanizmlar sintezini EHM yordamida hisoblash.....	141
6.14. Mashina va avtomatlar. Robot va manipulyatorlar.....	143
ADABIYOTLAR	146

6.1. Tishilishning asosiy turlari..... 7

6.2. O'plari va tishilish usullari..... 7

6.3. Tishilishning asosiy turlari..... 7

6.4. Evolyutsion usul..... 7

6.5. Evolyutsion usul..... 7

6.6. Tishilishning asosiy turlari..... 7

6.7. Tishilishning asosiy turlari..... 7

6.8. Plazmatik usul..... 7

6.9. Differentsial usul..... 7

6.10. Tishilishning asosiy turlari..... 7

6.11. Plazmatik usul..... 7

VI BOB. TISHILYI TAYYARLANISH VA TAYYARLANISH

6.12. Plazmatik usul..... 7

6.13. Plazmatik usul..... 7

6.14. Mashin va avtomat usullari..... 7

V BOB. KULACHOKLI MEKANIZMLAR

5.1. Kulachokli mexanizmlarning turlari..... 97

5.2. Kulachokli mexanizmlarning kinematik tahlili..... 99

5.3. Bosim va urush burchaklari..... 101

5.4. Kulachok profil chizish usulining asosiy turlari..... 102

5.5. Kulachokli mexanizmlarning kinematik tahlili..... 103

Босишга рухсат этилди 10.10.2006 й. Бичими 60x84 1/16.
 Шартли босма табоғи 9,5. Нусхаси 50 дона. Буюртма № 527.
 ТДТУ босмехонасида чоп этилди. Тошкент ш, Талабалар кўчаси 54.

MEXANIZM VA MASHINALAR NAZARIYASI:

**O'quv qo'llanma / Karimov R.I., Saliyev A. –
Toshkent: ToshDTU, 2006. -156 b.**

Mazkur o'quv qo'llanma Kadrlar tayyorlash milliy dasturi hamda "Ta'lim to'g'risida"gi Qonuniga mos ravishda tayyorlangan bo'lib, mexanika yo'nalishi bakalavriat talabalariga mo'ljallangandir. Unda mexanizmlarning strukturaviy tahlili, kinematikasi, dinamikasi hamda tishli g'ildiraklar, kulachokli mexanizmlar nazariyalarini o'z ichiga oladi.

Abu Rayhon Beruniy nomidagi Toshkent davlat texnika universiteti ilmiy-uslubiy kengashi qaroriga muvofiq chop etildi.

**TAQRIZCHILAR: Alimuxamedov Sh.P.,
ToshAYI professori**

**Zaynutdinov N.Z.,
ToshDTU professori**

© Toshkent davlat texnika universiteti, 2006.

SO'Z BOSHI

O'zbekiston Respublikasi Vazirlar Mahkamasining «Kadrlar tayyorlash Milliy dasturi» hamda «Ta'lim to'g'risida»gi Qonuni har tomonlama mukammal rivojlangan yangi avlodni tarbiyalashni talab qiladi. Bu muammoni hal qilish oliy o'quv yurtlari zimmasiga katta mas'uliyat yuklaydi.

Bunday mas'uliyatlardan biri zamonaviy fan va texnologiyalarga asoslangan darsliklar va o'quv qo'llanmalar yaratishdan iboratdir.

E'tiboringizga havola etilayotgan o'quv qo'llanma «Mexanizm va mashinalar nazariyasi» fanini o'qitish uchun O'zbekiston Respublikasi Oliy va o'rta maxsus ta'lim vazirligi tomonidan tasdiqlangan namunaviy dastur asosida yozilgan.

Mazkur o'quv qo'llanma mualliflarning ko'p yillik pedagogik faoliyatlari natijasida yaratildi.

O'quv qo'llanmaning I-IV boblari dots. A.Saliyev, V bobi prof. R.I.Karimovlar tomonidan yozildi.

Mualliflar o'quv qo'llanma bo'yicha fikr-mulohazalaringizni quyidagi manzilga yuborishingizni so'raydi:

*Toshkent-95, Universitet - 2.
ToshDTU «Materiallar qarshiligi,
mexanizm va mashinalar
nazariyasi» kafedrası
FarhodTuraev@yahoo.com*

Mualliflar