

**O‘ZBEKISTON RESPUBLIKASI OLIY VA O‘RTA MAXSUS
TA’LIM VAZIRLIGI**

*Ustozimiz akademik X.X.Usmonxo‘jayevni
100 yillik tavalludlariga bag‘ishlanadi*

R.I. KARIMOV, K.A. KARIMOV, N.N. BEGIMOV

MEXANIKA (MQ, MMN, MD)

2-Qism. Mexanizm va mashinalar nazariyasi

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

Toshkent - 2019

R.I. Karimov, K.A. Karimov, N.N. Begimov. Mexanizm va mashinalar nazariyasi. O'quv qo'llanma. – T.: 2019. 240 bet.

Mazkur o'quv qo'llanma mualliflarning "Mexanizm va mashinalar nazariyasi" fani yo'nalishida olib borgan ko'p yillik ilmiy va pedagogik faoliyatlari natijasining mahsulidir. Qo'llanmada fanning qisqacha rivojlanish tarixi, mexanizmlarning strukturaviy, kinematik, dinamik tahlillari va ularning sintez masalalari qamrab olingan. Mexanizm va mashinalarning kinematik sxemalari, dinamik modellari, ularning klassifikatsiyasi va zamonaviy sanoatning ko'plab sohalarida texnologik jarayonlarni bajarishda ishlatilayotgan turlari xar hil konstruksiyalari rangli tasvirlarda keltirilgan. Talabalar fanni to'laqonli o'zlashtirishlari, innovatsion g'oyalarni rasmlantirish va rivojlantirish maqsadlarida o'quv jarayonida zamonaviy innovatsion va pedagogik texnologiya usullarini samarali qo'llash haqida tushunchalar bayon etilgan.

O'quv qo'llanma mexanika va mashinasozlik sohasidagi barcha ta'lim yo'nalishlarining talabalar va magistrilariga mo'ljallangan bo'lib, shuningdek turdosh ta'lim yo'nalishlari talabalari va magistrilari ham foydalanishlari mumkin.

Данное учебное пособие является результатом многолетней научной и педагогической деятельности авторов по «Теории механизмов машин» (ТММ). В учебном пособии приведены краткая история развития ТММ, методы структурного, кинематического, динамического анализа и синтеза механизмов. В цветном изображении приведены кинематические схемы, динамические модели, классификация механизмов и машин, а также конкретные примеры их конструкций. С целью успешного усвоения материала, формирования и развития инновационных технологий приведены методические указания по использованию современных инновационных идей и различных педагогических технологий.

This tutorial is the result of many years of scientific and educational activities of the authors on the Theory of Machinery Mechanisms (TMM). The tutorial gives a brief history of the development of TMM, methods of structural, kinematic, dynamic analysis and synthesis of mechanisms. The colour image shows kinematic schemes, dynamic models, the classification of mechanisms and machines, as well as specific examples of their designs. In order to successfully master the material, form and develop innovative technologies, methodological guidelines are given on the use of modern innovative ideas and various educational technologies.

Taqrizchilar:

A.S. Sadridinov – akademik, texnika fanlari doktori, professor, ToshDTU

Sh.P. Alimuxamedov – texnika fanlari doktori, professor, TAYLQEI

KIRISH

Zamonaviy texnika, innovatsion g'oya va texnologiyalarni yaratish va takomillashtirish, samarali texnik yechimlarni asoslash hamda raqobatbardosh mahsulotlarni ishlab chiqarishni yo'lga qo'yish ko'p jihatdan ilmiy ishlanmalarning dolzarbligi va sifatiga, ularni yaratuvchi asosiy kuch hisoblangan mutaxassis-olimlarga bog'liqdir. Bu ma'suliyat esa professor-o'qituvchilardan fundamental va texnika fanlari sohasida bakalavriat, magistratura, katta ilmiy xodim-izlanuvchi kabi ta'lim bosqichlarida oliy malakali ilmiy va ilmiy-pedagog kadrlar tayyorlashning sifatini muntazam ravishda oshirib va takomillashtirib borishni taqozo etadi.

Fundamental va umummuxandislik fanlarining integratsiyalashuvi va o'quv jarayonida axborot-kommunikatsiya va innovatsion texnologiyalardan samarali foydalanish ta'lim sifatini oshirishdagi asosiy omillardan biri hisoblanadi. Bu esa o'z o'rnida, talabalarda mantiqiy va fazoviy fikrlash qobiliyatini, matematik formulalar, teoremlar va differensial tenglamalarning mexanik interpretatsiyasi va tadbiqiy mohiyatini idrok etishni rasmlantiradi. Shu bilan birga, talabalarning fundamental va umummuxandislik fanlaridan olgan bilimlarini konkret texnologik mashinalarni loyihalashda qo'llay olish ko'nikmalarini hosil qiladi.

Fan, ilmiy-texnik taraqqiyot shiddat bilan o'zgarayotgani, jahon miqyosida o'zaro intellektual raqobat tobora kuchayib borayotgani mamlakatimizda oliy malakali ilmiy va ilmiy-pedagog kadrlar tayyorlash tizimini takomillashtirish ob'ektiv zarurat ekanligini ko'rsatdi. Shuning uchun ham, ertangi kunni va kelajakni belgilab beradigan, jahon miqyosida fundamental va tadbiqiy fanlar sohasida eng dolzarb bo'lgan muammolar bo'yicha ilmiy yo'nalishlar aniqlanishi, asoslab berilishi va shularni amalga oshiradigan yuqori malakali kadrlarni bakalavriat va magistratura tizimlarida ta'lim olayotgan iqtidorli talabalar ichidan tanlab olib ularni tayyorlash zamon talabidir. Yuksak malakali kadrlar tayyorlash mamlakatimiz istiqbolini ta'minlaydigan strategik ahamiyatga molik dolzarb masalalardan biridir. Zero, ilm-fan sohasida erishgan va erishiladigan yutuqlar,

amalga oshirilayotgan islohotlar mamlakatimiz taraqqiyotini ta'minlaydigan muhim omillar sirasiga kiradi.

“Mexanizm va mashinalar nazariyasi” (MMN) fani innovatsion texnologiyalarga va ilmiy ishlanmalarga asoslangan umumiy mashinasozlikni yanada rivojlanishi uchun ilmiy asos bo'lib hisoblanadi. Mashina va mexanizmlar nazariyasi Xalqaro Federatsiyasining (IFTToMM) butun jahon kongresslarida va Ijroiya komiteti majlislarining qarorlarida quyidagilar MMNning dolzarb ilmiy yo'nalishlari etib belgilangan: mashinalar dinamikasi; tishli uzatmalar, inson-mashina majmuasi va robotlar, avtomatik, pnevmatik gidravlik majmualar; chiziqli bo'lmagan vibratsiya; vibratsiyani boshqarish; faol va passiv vibratsion muhofaza; kutilmagan vibratsiyalar; strukturaviy dinamika va boshqarish; qurilmalardagi shovqinlar; MMN uchun matematik, grafik va kompyuter ilovalari. Ayniqsa, parametrlari va bog'lanishlari boshqariladigan mexanizmlarning nazariyalarini ishlab chiqish va buning asosida boshqariladigan mexanizmlar qurilmalarining yangi avlodini yaratish.

Aniq va umumiy mashinasozlik, pretsizion vibromexanika, asbobsozlik, hisoblash texnikasi, tabobat, kosmik va maxsus texnika, tog'-kon, neft va gaz sanoati va ishlab chiqarishning boshqa sohalarida qo'llanilayotgan mexanizm, mashina va qurilmalarning nazariy asoslarini takomillashtirish va ilmiy ishlanmalarga asoslanib ularning yangi avlodini yaratish, ishlab chiqarishning turli sohalariga tadbqiq etish yosh mutaxassislardan “Oliy matematika”, “Fizika”, «Nazariy mexanika», “Mexanizm va mashinalar nazariyasi”, “Materiallar qarshiligi”, “Informatika va informatsion texnologiyalar”, “Chizma geometriya va muxandislik grafikasi” kabi fundamental va umummuxandislik fanlari poydevor hisoblanadi va ularni chuqur egallash talab etiladi.

O'quv qo'llanma “Mexanizm va mashinalar nazariyasi” fanining namunaviy va ishchi-o'quv dasturlari asosida tuzilgan. Mazkur o'quv qo'llanma mualliflarning “Mexanizm va mashinalar nazariyasi” fani yo'nalishida olib borgan ko'p yillik ilmiy va Toshkent davlat texnika universiteti, Toshkent irrigatsiya va qishloq xo'jaligini mexanizatsiyalash muxandislari instituti, Toshkent avtomobil

yo'llarini qurish, loyihalash va ekspluatatsiyasi instituti, Toshkent to'qimachilik va yengil sanoat institutlaridagi pedagogik faoliyatlari natijasining mahsulidir. Qo'llanmada fanning qisqacha rivojlanish tarixi, mexanizmlarning strukturaviy, kinematik, dinamik tahlillari va sintez masalalari qamrab olingan. Mexanizm va mashinalarning kinematik sxemalari, dinamik modellari, ularning klassifikatsiyasi va zamonaviy sanoatning ko'plab sohalarida texnologik jarayonlarni bajarishda ishlatilayotgan turlari hil konstruksiyalari rangli tasvirlarda keltirilgan. Talabalar fanni to'laqonli o'zlashtirishlari, innovatsion g'oyalarni rasmlantirish va rivojlantirish maqsadlarida o'quv jarayonida zamonaviy innovatsion va pedagogik texnologiya usullarini samarali qo'llash haqida tushunchalar bayon etilgan. Shu bilan birgalikda, har-bir bo'limning oxirida tayanch so'z va iboralar keltirilgan.

O'quv qo'llanma mexanika va mashinasozlik sohasidagi barcha ta'lim yo'nalishlarining talabalar va magistrilariga mo'ljallangan bo'lib, shuningdek turdosh ta'lim yo'nalishlari talabalari va magistrilari ham foydalanishlari mumkin.

Mualliflar o'quv qo'llanmani ko'rib va uning sifatini yanada oshirish maqsadida bildirgan samimiy maslahatlari uchun taqrizchilar texnika fanlari doktori, professor, akademik A.S. Sadriddinovga, texnika fanlari doktori, professor SH.P. Alimuxamedovga hamda o'quv qo'llanmani nashrga tayyorlashda ko'mak bergan dotsent A. Moydinovga minnatdorchilik bildiradilar.

1-BOB. "MEXANIZM VA MASHINALAR NAZARIYASI" FANINING ASOSIY MAQSAD VA VAZIFALARI

«Mexanizm va mashinalar nazariyasi» fani nazariy va tadbiqiy mexanikaning bir bo'limi hisoblanadi va u fundamental va umummuxandislik fanlari turkumiga kiradi. O'quv qo'llanmaning ushbu bobida «Mexanizm va mashinalar nazariyasi» fanining asosiy vazifalari, bo'limlari, tushunchalari va ta'riflar keltirilgan.

1.1- §. "Mexanizm va mashinalar nazariyasi" fanining qisqacha rivojlanish tarixi.

Qo'llanmaning ushbu bandini yoritishda ustozlarimiz akademik H.H.Usmonxo'jaev va akademik K.V.Frolovning darsliklaridan keng foydalanildi [2,4].

Insoniyat o'zining rivojlanish ibtidosidan boshlab oddiy qurilmalar va mexanizmlar yarata boshlagan. Mexanika sohasida bizgacha yetib kelgan asarlardan Aristotel (eramizgacha 384-322 yillar) nomi bilan bog'liq bo'lgan richag, pona va blok kabilar elementar mexanizmlar va mashinalar nazariyasi (hali u davrlarda MMN fan bo'lib rasmlanmagan edi) asosida yaratilgan. Sitsiliya orolidagi Sirakuzi shaxrida tug'ilgan Arximed (eramizgacha 287-212 yillar) qirqga yaqin xar xil mexanizmlar - polispast, tishli g'ildirakni xarakatga keltiruvchi chervyaklarni va richaglar nazariyasini yaratdi. Eramizning birinchi asrida yashagan aleksandriyalik Geron – richag, pona, blok, chig'ir va vint kabi oddiy mashinalarni alohida va birlikda ishlashi mumkinligini ta'kidlab o'tgan.

Bizning buyuk bobokalonlarimiz ham bu fanga katta hissa qo'shganlar. Abu Ali al Xusayn ibn Abdullox Ibn Sino (980-1037) tibbiyot, adabiyot, muzika, falsafa, matematika, geologiya, astronomiya, ximiya, fizika, mantiq, tilshunoslik va psixologiya kabi fanlar bilan chegaralanmay, balki mexanika masalalari bilan ham shug'ullangan. U o'zining "Aql mezoni" ("Miyar al-akul") asarida asosan mexanikadagi sodda sistemalar, ya'ni chig'irlar, richaglar, bloklar, vintlar va ponalardan tuzilgan mashinalarning ishlash prinsiplarini batafsil bayon etgan. Abu Ali Ibn Sinoning buyuk daholigini quyidagi fakt ham yorqin tasdiqlaydi. Gapning indallosi, buyuk bobokalonimiz Ioann Filopanning harakat haqidagi ta'limotini rivojlantirdi. Xususan, harakatlanuvchi jismga qo'yilgan kuch yo'qolmasligini va harakatga biror qarshilik bo'lmasa, harakatning cheksiz uzoq vaqt sodir bo'lishi mumkinligini asoslab bergan. Keyinchalik, XVII asrning oxirlariga kelib Abu Ali Ibn Sinoning bu ta'limoti I.Nyutonning 1-chi qonuni - "Inersiya qonuni" deb yuritila boshladi. Ibn Sino o'zining "Aql mezoni" degan asarida Aristotel va Geron asarlarini ijobiy qayta ishlab chiqdi va ko'pgina qo'shimchalar kiritdi.

Abu Yusuf al-Xorazmiy (X asr) o'zining "Ilmlarning kalitlari" degan ikkinchi kitobida mexanika, ayniqsa, Geronning "Pnevmatika"si haqida so'z yuritdi.

Ayniqsa Ismoil al-Jazoiriyning (XII-XIII asrlar) “Muxandislik mexanikasini bilish kitobi” va Muxammad al-Xurosonning “Suv g‘ildiraklari va suvni yuqoriga chiqarish va uni amalga oshirishda ishlatiladigan mexanik moslamalar” traktatlari diqqatga sazovordir.

Italyan olimi va rassomi Leonardo da Vinchining (1452-1519) nazariy va amaliy mexanika sohasida qilgan ishlari diqqatga sazovordir. U statika sohasida Arximed ishlarini davom etdirib, richaglar nazariyasi, jismlarning og‘irlik markazini topish, jismlarning qiya tekislikdagi harakati, kuchlarni qo‘shish va ajratish, ishqalanish koeffitsientini aniqlash, zarbalar nazariyasi, jismlar harakati inersiyasiga oid ilmiy ishlar yaratdi. Shu bilan birga u to‘qimachilik dastgohlarini, bosmaxona va yog‘ochni qayta ishlovchi mexanizmlarni yaratdi.

Italiyalik shifokor va matematik D.Kardon (1501-1576) tegirmon va soat mexanizmlarini yaratdi. Yana bir italiyalik olim Galileo Galiley (1564-1642) mayatnikning tebranish va jismning o‘z og‘irligi ta'sirida harakatlanish qonunlarini yaratib, mexanika faniga salmoqli hissa qo‘shgan. Galiley bo‘shliqda jismlarning tushish qonunlarini aniqlab berish bilan bir qatorda, bir tekis xarakatlanmaydigan nuqtaning to‘g‘ri chizikli harakati vaqtida tezlik va tezlanishlar bo‘lishini birinchi bo‘lib mexanikaga kiritgan. U bo‘shliqda gorizontga nisbatan ma'lum burchak ostida otilgan jism traektoriyasining paraboladan iborat bo‘lishini ko‘rsatdi. Galiley Stevinning mumkin bo‘lgan ko‘chishlar sohasidagi tekshirishlariga qo‘shimcha o‘laroq, qiya tekislik ustida yuritilgan mulohazalar asosida - nimaiki kuchdan yutsa, u tezlikdan yo‘qotadi, degan mexanikaning oltin qoidasini ta'riflab bergan.

Fransuz matematigi Blez Paskal (1623-1662) arifmometr yasagan, keyinroq esa suyuqliklar muvozanati masalalarini hal qilib, gidravlik presslarni yaratilishiga asos barpo qildi. Fransuz olimlaridan G.Amonton (1663-1705) va Sh.Kulon (1736-1806) jahonda birinchi bo‘lib ishqalanish kuchini aniqlash yo‘llarini ko‘rsatdilar.

Mashhur ingliz olimi Isaak Nyuton (1643-1727) “Natural falsafaning matematik asoslari” degan mashhur asarida mexanikaning asosiy klassik qonunlarini ta'rifladi, dinamikani sistematik ravishda bayon etdi va butun olam

tortishish qonunini yaratdi. U mexanik sistema harakat miqdorining o'zgarishi faqat tashqi kuchlar bilan aniqlanishini aytdi. Ammo klassik mexanika qonunlari tezligi yorug'lik tezligiga yaqinlashgan jismlar harakatiga qo'l kelmaydi, lekin tezligi kichik jism harakatiga relyativik va klassik mexanika qonunlari qo'llanilishidan kelib chiqadigan natijalar bir ekanligi tajribada tasdiqlandi.

XVIII asrda Fransiyada Vokanson, Shvetsiyada ota-bola Dro, Rossiyada Kulibin yaratgan mexanizmlar shu davr olimlarining mashinalar barpo etish sohasidagi ishlariga asos bo'ldi. Kinetik energiyaning o'zgarishi to'g'risidagi teoremani Iogann Bernulli (1667-1748) va Daniil Bernulli (1700-1782) tomonidan yaratilishi mexanik sistema dinamikasini rivojlantirdi.

Rossiya akademiyasining akademigi Leonard Eyler bu sohada birinchi ilmiy asari – turbinalar nazariyasini yaratdi. L.Eyler bilan D.Bernulli ayni bir vaqtda harakat miqdori momentining o'zgarishi to'g'risidagi teoremani ta'riflab berdilar.

Peterburg Fanlar akademiyasining akademigi Ya.German 1716-yilda dinamika masalalarini statika masalalariga keltiruvchi mexanika prinsipini ishlab chiqdi. Bu prinsip kinetostatika metodining o'zidir. Keyinchalik (1737) L.Eyler bu prinsipni umumlashtiradi va egiluvchan jismlar tebranishini o'rganish uchun qo'lladi. D'Alamber keyinroq (1743 y) "D'Alamber prinsipi" deb nom olgan mexanika prinsipini yaratdi. D'Alamber prinsipi German va Eyler metodlarini rivojlantirdi va murakkab bog'lanishdagi mexanik sistemalar dinamikasini o'rganishga yo'l ochdi.

1771 yilda fransuz olimi Kulon "Oddiy mashinalar nazariyasi" degan asarini yozdi. 1794 yilda yana bir fransuz olimi Gaspar Monj Parijda politexnika maktabini tashkil etdi va bu maktabda jaxonda birinchi marta mexanizmlar nazariyasi kursi o'qitila boshlandi. Parij maktabi mashinashunoslik fanining rivojlanishiga asos bo'ldi.

1722-yilda Rossiyada G.G.Skorniyakov-Pisarevning «Statika fani ya'ni mexanika» nomli kitobi bosilib chiqqanidan 16 yil o'tgach Peterburg Fanlar akademiyasining akademigi I.V.Kraftning «Rossiya yoshlarining o'rganishi uchun oddiy va murakkab mashinalar to'g'risida qisqacha qo'llanma» degan kitobi nashr

etildi. Mashhur rus matematigi va mexanigi akademik P.L.Chebyshev (1821-1894) o'zining «Parallelogrammlar» nomi bilan mashhur bo'lgan "Mexanizmlar nazariyasi» degan asari to'g'ri chiziqli yo'naltiruvchi mexanizmlar, regulyator mexanizmlar soxasidagi asarlari bilan mashina va mexanizmlar nazariyasi fanini boyitdi. P.L.Chebyshev mexanizmlar sinteziga asos solgan. Bu olim matematik apparatni texnikaning eng asosiy masalalaridan biriga - mexanizmlar nazariyasiga tatbiq etdi. Uning tekis mexanizmlar tuzilish formulasi - mexanizmlarning strukturaviy nazariyasini asosiy formulalaridan biridir va "Chebyshev formulasi" deb ataladi. Bu ishlarni davomi sifatida fazoviy mexanizmlar strukturasini tahlil va sintez qilish nazariyasini mexanik olim A.P.Malishev (1879-1962) yaratgan. Tishli g'ildiraklar profillarini aniqlash metodi T.Olive (1793-1858) tomonidan ishlab chiqilgan.

XIX asrda yashagan rus olimlaridan akademik M.V.Ostrogradskiy, mexanik olimlar I.A.Vishnegradskiy va N.P.Petrov nazariy mexanika fanini mexanizm va mashinalar nazariyasiga tatbiq qilish bo'yicha bu fanning rivojiga katta xissa qo'shdilar. I.A.Vishnegradskiy (1831-1895) mashinalar dinamikasining asosiy masalalaridan biri - avtomatik rostlash nazariyasini yaratdi. Peterburg texnologiya institutning professori N.P.Petrov "Mashinalardagi ishqalanish va bu ishqalqinishga surkov moylarining ta'siri" degan asar yozdi.

Mumkin bo'lgan ko'chishlar nazariyasini birinchi marta Stevin (1548-1620) yaratgan. Keyinroq, Lagranj (1736-1813) German, Eyler va Dalamber prinsiplarini birlashtirib, ularni mumkin bo'lgan ko'chishlar prinsipi bilan bog'ladi va ularga amaliy masalalarni xal etishni ishlab chiqdi. Mumkin bo'lgan ko'chishlar prinsipining ilmiy isboti bilan I.Bernulli, Fure, Puasson va Lagranj shug'ullanganlar. Koriolis esa murakkab xarakatlardagi "Koriolis tezlanishi" tushunchasini kiritdi.

Ingliz olimi R.Villis (1800-1875) tekislikdagi o'zaro ilashishga ega bo'lgan tishli g'ildiraklarni asosiy teoremasini, planetar va differensial tishli mexanizmlar uchun uzatishlar nisbatini aniqlovchi formulalarni yaratdi. Nemis olimi F.Relo (1829-1905) mexanizmlar tuzilishi, sintezining grafik uslublarini ishlab chiqqan.

XIX asr boshlarida «Amaliy mexanika» nomi bilan, keyinchalik umumiy mexanika bilan bir qatorda uning ajralmas qismi bo'lgan mexanizm va mashinalar nazariyasi ham rivojlana boshladi.

V.L. Kirpichev (1845-1913) tekislikda xarakat qiluvchi mexanizmlar kinematikasi sohasidagi ilmiy ishlari bilan bargalikda “Mexanika xaqida suxbatlar” nomli kitobida mexanikaning asosiy masalalari oddiy va tushunarli qilib bayon etilgan.

Rus aviatsiyasining otasi N. Ye. Jukovskiyning (1847-1921) mexanizm va mashinalar nazariyasiga katta xissa qo'shdi. Uning “Dinamikaning kinematik zanjirlar xaqidagi masalalarini richag to'g'risidagi masalalarga keltirish”, “Assur mexanizm to'g'risida”, “Vint va gayka kesimlarida bosimning tarqalishi” nomli asarlari mashinalar dinamikasi masalalarini rivojlantirishda asosiy yo'llanma bo'ldi.

Mashhur olimlaridan K. E. Siolkovskiy (1857-1935) reaktiv xarakatni hisoblash kabi bir qator asarlari bilan kosmonavtikani rivojlanishiga ulkan hissa qo'shdi. Mexanik olimlardan I. V. Meshcherskiy (1859-1935) o'zining “O'zgaruvchan massali nuqta dinamikasi” (1897) nomli mashhur ishi bilan raketalar xarakatining asosi bo'lgan o'zgaruvchan massali jism mexanikasini yaratdi. Mexanik olim V. T. Kostitsin xam o'zgaruvchi massali jism xarakatini mexanizm va mashinalar nazariyasiga tatbiq etish bo'yicha bir qator ilmiy ishlar olib bordi. Professor P. I. Somovning mexanizmlarning geometrik analizi va sinteziga oid asarlari, N. I. Mersalovning (1860-1948) “yetti zvenoli fazoviy kinematik zanjirning tezliklarini topish” nomli asari mexanizm va mashinalar nazariyasi fanini rivojlantirishda katta ahamiyatga ega.

Qishloq xo'jaligi mashinalari mexanikasi sohasida akademik V. P. Goryachkin (1868-1935) ko'plab ilmiy asrlar yaratdi. Peterburg Politehnika institutining professori L. V. Assur (1878-1920) quyi juftlardan tarkib topgan va tekislikda xarakat qiluvchi sterjenli mexanizmlarni ma'lum klass xamda tarkiblarga bo'ldi. MMN faniga “Assur guruhleri” degan tushuncha kiritildi. Shu bilan birga, L. V. Assur ko'p bo'g'inli tishli mexanizmlarni tuzilish qonuniyatlarini yaratdi.

«Mexanizm va mashinalar nazariyasi»ning fan sifatida rivojlanishiga akademik I.I.Artobolevskiy (1905-1977) ulkan hissa qo'shdi. Uning mexanizmlarning strukturasi, kinematikasi va sinteziga, mashinalar dinamikasi va mashina-avtomatlar nazariyasiga oid darsliklari, ko'plab ilmiy ishlari va monografiyalari hozirgi kunda ham texnika fanlari olamida katta ahamiyat kasb etadi. I.I.Artobolevskiy yaratgan maktabni uning ko'plab shogirdlari va izdoshlari



davom etdirdilar va etdirmoqdalar. Shu jumladan, K.V.Frolov, A.P.Bessonov, V.A.Zinovev, N.I.Levitskiy, S.A.Cherkudinov, H.H.Usmonxo'jaev, K.M.Ragulskis, U.A.Djoldasbekov, S.N.Kojevnikov, N.V.Umnov, A.F.Kraynev, I.I.Vulfson, R.F.Nagaev, D.S.Tavxelidze, R.Yu.Bansyavichyus, Yu.Yu.Gyasyavichyus, K.Sh.Xodjaev va boshqalar.

Akademiklar I.I.Artobolevskiy va M.T.O'rozboevning shogirdlari bo'lgan O'zbekiston Respublikasi fan arbobi, A.R.Beruniy nomidagi Davlat mukofoti laureati, akademik Halim Haydarovich Usmonxo'jaev O'zbekistonda "Mexanizm va mashinalar nazariyasi" maktabining asoschisidir. O'zbekistonda ilk bora Ustozimiz yozgan «Mexanizm va mashinalar nazariyasi» darsliklari hozirgacha texnika oliy o'quv yurtlarida tahsil olayotgan talabalar uchun dasturulamal vazifasini o'tamoqda. Mexanizmlarning fundamental asoslaridan bo'lgan dinamik xususiyatli kinematik juftlar nazariyasi, tarkibiy shpindellar oilasini umumlashtirilish, "Universal epi-gipotsiklograf" asbobi Ustoz tomonidan birinchi bor ilmiy muomalaga kiritilgan. X.X.Usmonxo'jaev mexanizmlar va mashinalar nazariyasining mexanizmlar tuzilishi, taxlili va mashinalar ish unumdorligining xisoblashni chukurlashtirilgan usullariga qo'shgan xissasi paxta terish mashinalari nazariyasini rivojlantirishda muxim ahamiyatga ega. Akademik H.H.Usmonxo'jaev shogirdlari bilan vodilosining uzunligi o'zgaruvchan bo'lgan planetar friksion mexanizmlarning uzatish nisbatini ifodalovchi "UMK"

formulasini yaratib, ingliz olimi R.Villisning nazariyasini umumlashtirdilar. Ya'ni, Villis formulasi "UMK" formulasining xususiy holi bo'ladi. Keyinchalik, planetar friksion mexanizmlardagi ikkala g'ildirak ham aylana ko'rinishida bo'lmagan hol uchun ham bu formula umumlashtirilgan.

Ustozimiz o'zlarining ustozlari akademik M.T.O'rozboevni "Nazariy mexanika" va "Materiallar qarshiligi" darsliklari bilan O'zbekistonda texnika fanlari bo'yicha o'zbek terminologiyasiga asos yaratdilar. Hozirgi kunda ularning ko'p sonli shogirdlari – professorlar G'.S.Qo'ziboev, G'.Sh.Zokirov, Sh.U.Raxmatqoriev, U.N.Nishonaliev, T.Yu.Amanov, R.I.Karimov, K.A.Karimov, Sh.P.Alimuxamedov, A.J.Jo'raev, A.A.Rizayev, G'.O.Baxodirov, D.M.Muxammadiev va boshqalar bu fanni rivojiga salmoqli hissa qo'shib kelmoqdalar. Ustozning "bir etak" nevara va evara shogirdlari texnika fanlari sohasida falsafa doktori PhD ilmiy darajalarini va dotsent ilmiy unvonlarining sohiblaridir.

1.2-§. "Mexanizm va mashinalar nazariyasi" fanining asosiy bo'limlari, tushunchalar va ta'riflar

«Mexanizm va mashinalar nazariyasi» fanining o'quv jarayonida mashinalar va mexanizmlar haqida umumiy tushunchalar beriladi, ularni tasnifi (klassifikatsiyasi), hisoblash usullari, strukturaviy (tuzilish) tahlili, mexanizmlarning kinematik, dinamik tahlillari va sintezi bayon etiladi. «Mexanizm va mashinalar nazariyasi» fanining asosiy vazifasi mexanik majmualar, mashinalar va mexanizmlarning tuzilishi, geometriyasi, kinematikasi va dinamikasini, hamda yangi mexanizmlarni yaratish (sintezini) nazariy va eksperimental tadqiq etishning umumiy usullarini yaratishdan iboratdir.

«Mexanizm va mashinalar nazariyasi» fanida asosan quyidagi ikki xil muammo-masala o'rganiladi va hal qilishni ta'kidlaydi:

- mexanizmlarning tuzilishini, kinematik va dinamik xususiyatlarini tadqiq va tahlil etish;
- mexanizmlarning berilgan tuzilishiga, kinematik va dinamik xususiyatlariga ega bo'lgan hamda talab qilingan qonun bo'yicha harakat qiluvchi mexanizmlar yaratishga, ya'ni mexanizmlar sintezini tadqiq va tahlil etish.

Mashina – insonning jismoniy va aqliy mehnatini bajarish yoki yengillashtirish maqsadida energiyani va axborotlarni bir turdan boshqa turga o‘zgartiruvchi qurilmadir.

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

Mexanizmlar – zveno (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, ya’ni detal qismlarga ajralmaydi. Detallarga misol qilib bolt, gayka, shayba, shponka, porshen, quyma rasmdagi val, tishli g‘ildirak va boshqalarni keltirish mumkin.

Zveno (bo‘g‘in) – bir yoki bir nechta detallarning mustahkam birikmasidir. Zvenolarga shatun, rama va boshqalarni keltirish mumkin.

Zvenolar, jumladan detallar ham mexanizm yoki mashinalarda tutgan o‘rinlariga qarab qo‘zg‘almas yoki qo‘zg‘aluvchan bo‘lishi mumkin. Masalan, ichki yonuv dvigateli shatunini olib qaraylik. Bu zveno bir necha detallarning mustahkam birikmasidan iboratdir (shatunning pastki va tepa qismi, ularni birlashtiruvchi bolt, gaykalar). Bu detallarning hammasi o‘zaro biriktirilgan holatida harakat qiladi va qo‘zg‘aluvchan zveno bo‘lgan shatunni tashkil etadi.

Mashina va mexanizmlardagi barcha qo‘zg‘almas detallar birgalikda qo‘zg‘almas zvenoni tashkil etadi. Masalan, dvigatel tanasi, mashinaning ramasi va h.k.

Shunday qilib mashinalar qo‘zg‘aluvchan va qo‘zg‘almas zvenolardan iboratdir. Mashina tarkibidagi qo‘zg‘almas va qo‘zg‘aluvchan zvenolar o‘zaro birikib bir juftlikni hosil qiladi.

Ikki zvenoning o‘zaro nisbiy harakatdagi birikishi **kinematik juft deyiladi**. Bu holatda ikkita qo‘zg‘aluvchan zvenolar ham o‘zaro birikishi mumkin.

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

Kinematik juft orqali bog‘langan zvenolar yig‘indisi **kinematik zanjir** deyiladi. Masalan, ichki yonuv dvigatellarida tirsakli val shatun bilan, shatun esa porshen, porshen silindr bilan kinematik juftlar orqali bog‘lanadi. 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 lozim va biron-bir maqsadga mo‘ljallangan bo‘lishi kerak.

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

Mazkur «Mexanizm va mashinalar nazariyasi» o‘quv qo‘llanmasida keltiriladigan bo‘limlarni ko‘rib chiqamiz (1.1-rasm).

Darslikdan farqli o‘laroq, o‘quv qo‘llanmaga hajm nuqtai nazaridan qo‘yiladigan talablarga asosan faqat quyidagi asosiy bo‘limlar kiritilgan:

Mexanizmlarning strukturaviy (tuzilish) tahlili. O‘quv o‘llanmaning ushbu bo‘limida bog‘lanishlar to‘g‘risida umumiy ma‘lumot va ularning turlari, detal va zvenolar, kinematik juftlarning ko‘rinishlari va klassifikatsiyasi, kinematik zanjirlarning turlari, ularning erkinlik darajalari, tekis hamda fazoviy mexanizmlarning klassifikatsiyasi to‘g‘risidagi umumiy ma‘lumotlar o‘rganiladi. Mexanizmlarning strukturaviy tahlili ularning kinematik va dinamik tekshirishga asos bo‘ladi.

Mexanizm va mashinalarning kinematik tahlili. Mexanizmning asosiy vazifasi uning kinematik xususiyatlari bilan tavsiflanuvchi zarur harakatlarni bajarishdan iborat. Bu xususiyatlarga mexanizm nuqtalarining traektoriyalari, nuqtalari va zvenolarining koordinatalari hamda avvalo uning umumlashgan koordinatalari, nuqta va zvenolarining harakatlari, ularning tezlik va tezlanishlari kiradi.

Kinematik xususiyatlarga boshlang‘ich zvenolarning harakat qonuniga bog‘liq bo‘lmay, faqat mexanizmning tuzilishidan, zvenolarining o‘lchamlaridan kelib chiqadigan va umumiy holda umumlashgan koordinatalarga bog‘liq bo‘lgan parametrlar ham kiradi.



1.1-rasm. «Mexanizm va mashinalar nazariyasi»ning asosiy boblari

Bular holat funksiyalari, tezlik analoglari, yoki uzatish funksiyalari, mexanizm nuqtalari va zvenolarining tezlanish analoglaridir. Kinematik xususiyatlarni bilish dinamik hisoblashlar uchun ham muhimdir.

Kinematik xususiyatlarga ko'ra konstruktor mexanizmni loyihalashning asosiy masalalaridan biri bo'lgan mexanizmning tuzilish sxemasini tanlash va zvenolari o'lchamlarini aniqlash masalasi qanchalik muvaffaqiyatli hal qilinganligi to'g'risida xulosa chiqaradi. Binobarin, qo'yilgan talablarga eng yaxshi tarzda javob bera oladigan mexanizm yaratish uchun mexanizmning kinematik xususiyatlarini aniqlash usullarini bilish lozim. Mexanizm va mashinalar

nazariyasida kinematik tahlilning analitik, grafik, grafoanalitik, tajriba va modellashtirish usullaridan foydalanish mumkin.

Mexanizm va mashinalarning dinamik tahlili. Harakat faqtida mashinali agregatning mexanizmga turli kuchlar ta'sir etadi. Bular harakatlantiruvchi kuchlar, qarshilik kuchlari, og'irlik kuchlari va ko'pgina boshqa kuchlardir. Ularning ta'siri turlicha bo'lishi mumkin: ulardan ba'zilar mexanizm zvenolarining holatlariga bog'liq tarzda o'zgarsa, boshqalari ularning tezliklariga bog'liq tarzda o'zgarib, yana boshqalari o'zgarmas qiymatga ega bo'ladi. Qo'yilgan kuchlar o'z ta'siri orqali mexanizmga u yoki bu harakat qonunini beradi.

Tezlik, tezlanish, ishga tushish vaqti, notekislik koeffitsienti kabi kinematik xususiyatlar harakat tenglamalarini yechish orqali aniqlanadi. Harakat tenglamasini yechish usuli berilgan kuchlar ta'siri tarziga va mexanizmning uzatish xususiyatiga qarab tanlanadi. Bunda zvenolarning o'lchamlari, massalari va inersiya momentlari ma'lum bo'lishi lozim. Ammo teskari tartibdagi masala ham keng tarqalganki, bunda mashina harakatlanish tartibining kinematik xususiyatlari berilgan bo'lib, mexanizm zvenolarining massasi, inersiya momentlarini, shuningdek berilgan kuchlar ta'sirida mexanizm talab etilgan tartibda harakatlana oladigan o'lchamlarini aniqlash lozim bo'ladi. Mexanizmlar dinamik tahlilida shu narsani alohida qayd etish lozimki, bunda mexanizm zvenolari mutlaqo birkaror deb qaraladi.

Kinematik juftliklarning o'zaro ta'sir kuchlari bilan yuklanganligi mexanizmning muhim dinamik xususiyatidir. Kinematik juftliklardagi kuchlarni bilish mexanizm zvenolarining mustahkamligini, birkarorligini, titrashga, yeyilishga chidamliligini hisoblash, podshipnikning xizmat muddatini hisoblash uchun va mexanizmni loyihalashda bajariladigan shunga o'xshash boshqa hisoblarni amalga oshirish uchun zarur. Ichki kuchlarni, shuningdek bir qancha masalalarda mexanizmga tashqaridan qo'yilgan kuchlar va juft kuchlarni aniqlash uni **kuchga hisoblashning** (kinetostatika) mazmunini tashkil etadi.

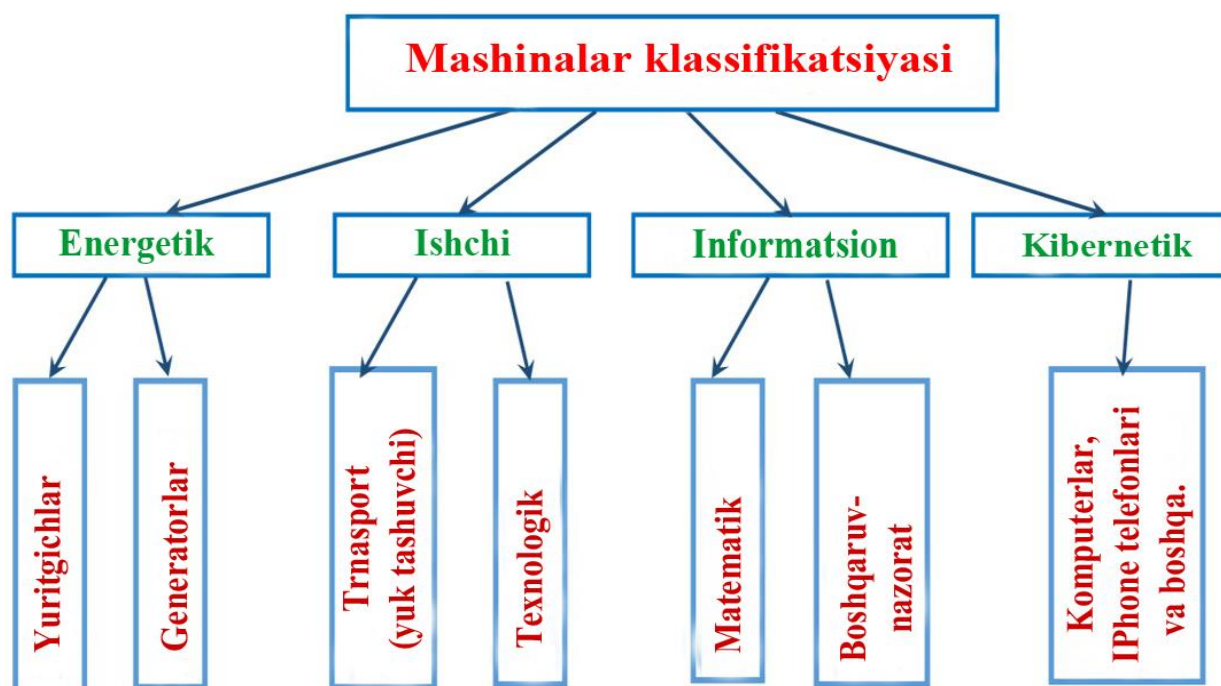
Tishli mexanizmlar.

Uzluksiz aylanma harakatni bir valdan ikkinchisiga berilgan uzatish nisbati orqali uzatish ko'pincha tishli mexanizmlar yordamida bajariladi. Tishli

mexanizmlar juda ishonchli ishlashi hamda berilgan harakat qonunini aniq bajarishi tufayli mashinasozlik va asbobsozlikda keng qo'llaniladi. Ushbu bobda tishli g'ildiraklardan tuzilgan mexanizmlarning tasniflanishi, tishli g'ildirakning va uzatmaning geometrik parametrlari, tishli g'ildiraklarni tayyorlash usullari, evolventa va uning xossalari, tishli mexanizmlarning afzalliklari va kamchiliklari borasida ma'lumotlar berilgan. Shuningdek tekis va fazoviy tishli mexanizmlarni loyihalashning asoslari keltirilgan.

Kulachokli mexanizmlar. Ko'pgina mashinalarning ish jarayoni ular tarkibidagi chiqish zvenolari va boshqa mexanizmlar bilan muvofiqlashgan holda, belgilangan aniq qonuniyat bo'yicha harakatlanuvchi mexanizmlar bo'lishini taqozo etadi. Bunday masalani hal qilish uchun eng oddiy, ishonchli va ixcham tarzda kulachokli mexanizmlar qo'llaniladi. Bu mexanizmga kirish zvenosi kulachok deyiladi. Uzatish funksiyasi bilan beriladigan turtkichning harakat qonuni kulachokning profiliga bog'liq bo'lib, u kulachokli mexanizmning asosiy xususiyatini bildiradi. Kulachokli mexanizmlarni loyihalash turtkichning harakatlanish qonunini belgilash, tuzilish sxemasini tanlash, asosiy hamda tashqi o'lchamlarini aniqlash, kulachok profili koordinatalarini xisoblash bosqichlarini o'z ichiga oladi. Bu bobda kulachokli mexanizmlarni afzallik va kamchiliklari, ularning tahlili tasniflanishi, mexanizmga uzatish va bosim burchaklari hamda kulachok profilini loyihalash asoslari bo'yicha ma'lumotlar berilgan.

1.3-§. Mashina va mexanizmlarning klassifikatsiyalari



1.2-rasm. Mashinalar klassifikatsiyasi.

1.Energetik mashinalar (dvigatellar, generatorlar)



a)



b)

1.3-rasm: a)-iIchki yonuv dvigateli; b)- generator.



1.4-rasm. Pnevmatik dvigellar



a)



b)

1.5-rasm: a)-elektrodvigatel; b)- gidrodvigatel



a)



b)

1.6-rasm: a)-shamol generatori; b)- quyosh generatori

2. Ishchi mashinalar (transport va texnologik mashinalar)



a)



b)

1.7-rasm: a)-transport mashinasi; b)-texnologik mashina.



1.8-rasm. Yuk tashuvchi mashina.

Transport-texnologik mashinalar



1.9-rasm. Avtogreyder



a)

b)

1.10-rasm: a) ekskavator; b) yuklovchi mashina



a)

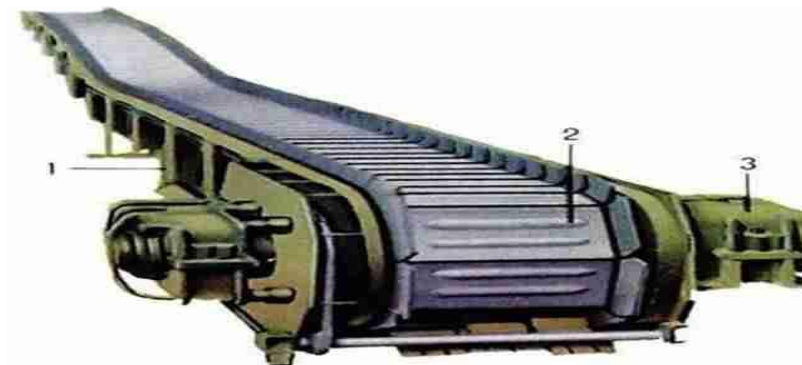


b)

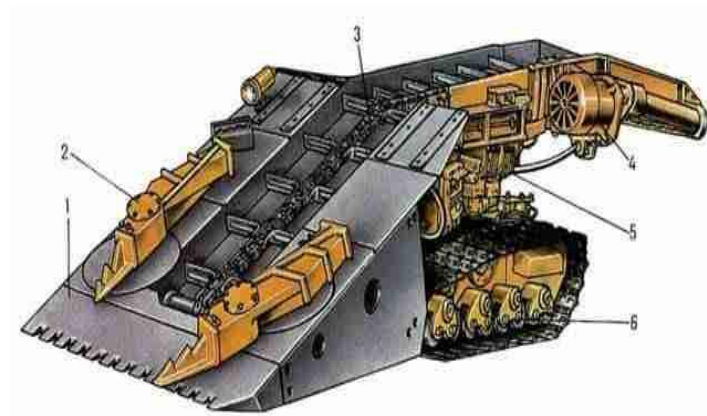
1.11 –rasm: a)avtokran; b) yo'l tekislovchi mashina.



1.12-rasm. Yog‘ochni qayta ishlash stanogi.



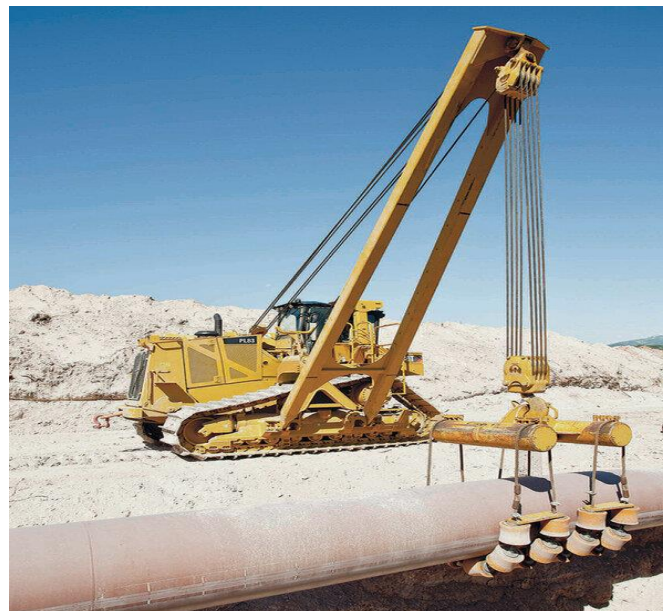
1.13-rasm. Konveyer.



1.14-rasm. Yuklash mashinasi.



1.15-rasm. Zamonaviy burg‘ilash mashinalari



1.16-rasm. Maxsus qurilish mashinasi

3. Informashion mashinalar



1.17-rasm. Informatsion mashinalar

4. Kibernetik mashinalar



a)



b)



d)



e)

1.18-rasm: a,e,d) robotlar; b) o'zi yurar mashina.



1.19-rasm. Mexanizmlar klassifikatsiyasi.

Sanoatning barcha sohalarida texnologik jarayonni bajarish uchun qo'llanilayotgan mashinalarning tarkibida turli xil mexanizmlar ishtirok etadi va ular funksional nuqtai nazardan asosan quyidagi ko'rinishlarga bo'linadi:

Yurituvchi yoki o'zgartiruvchi mexanizmlar har xil ko'rinishdagi energiyani mexanik ishga aylantirib beradi. 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 obektga bevosita ta'sir etib uning rasmini, holatini, xususiyat va tarkibini o'zgartirish yuklatiladi.

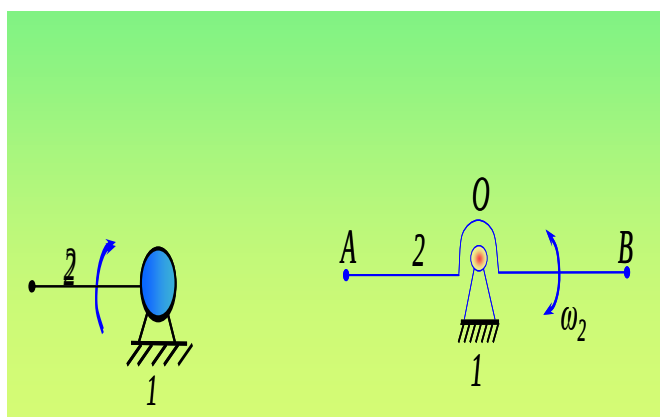
Boshqaruvchi, tekshiruvchi va ta'minlovchi mexanizmlar zimmasiga ishlanishi kerak bo'lgan obektlarning rasmini taqqos qilish yuklatiladi.

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

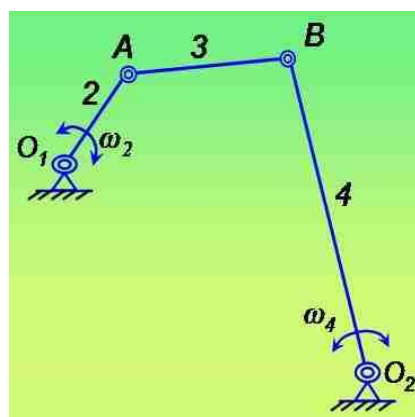
Tayyor mahsulotlarni hisoblash, tarozida tortish va o'rash mexanizmlari zimmasiga donalab tayyorlangan mahsulotlarni hisoblash, o'rash va vaznini o'lchash kabi mas'uliyatli ishlar yuklatiladi.

Yuqoridagi jadvalga asosan texnikada, texnologik mashinalarda qo'llaniladigan barcha mexanizmlarning konstruksiyalari keltirilgan.

1. Richagli mexanizmlar



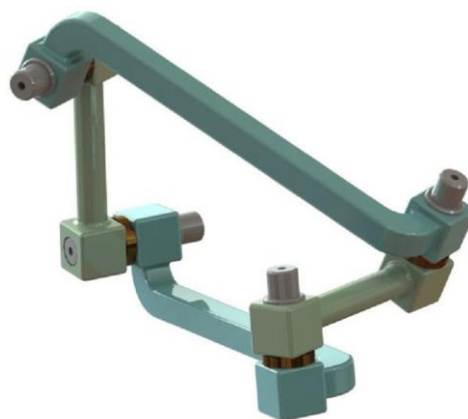
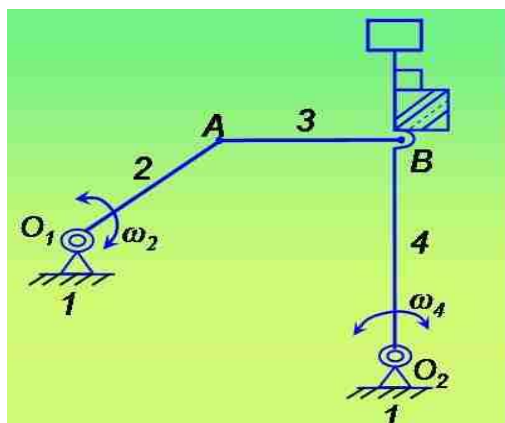
a)



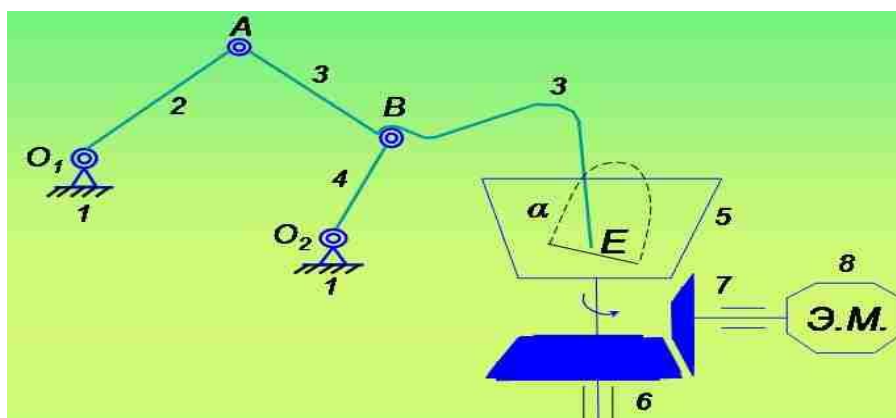
b)

1.20-rasm: a)-Ikki zvenoli mexanizmlar (1-qo'zg'almas zveno; 2-qo'zg'aluvchan zveno); b)-to'rt zvenoli mexanizm (1- krivoship,

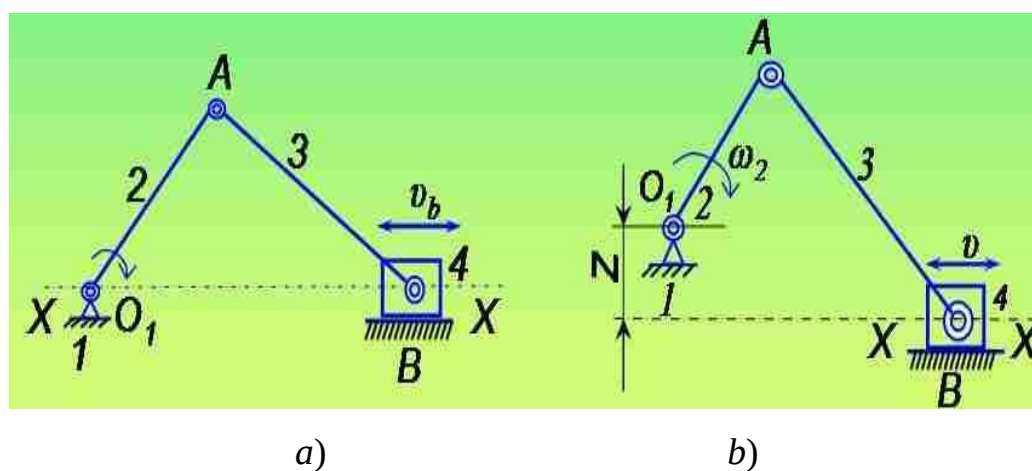
2-shatun, 3-koromislo).



1.21-rasm. To'quv stanogi batanli mexanizmi
(1-qo'zg'almas zveno, 2-krivoship, 3-shatun, 4-batan)

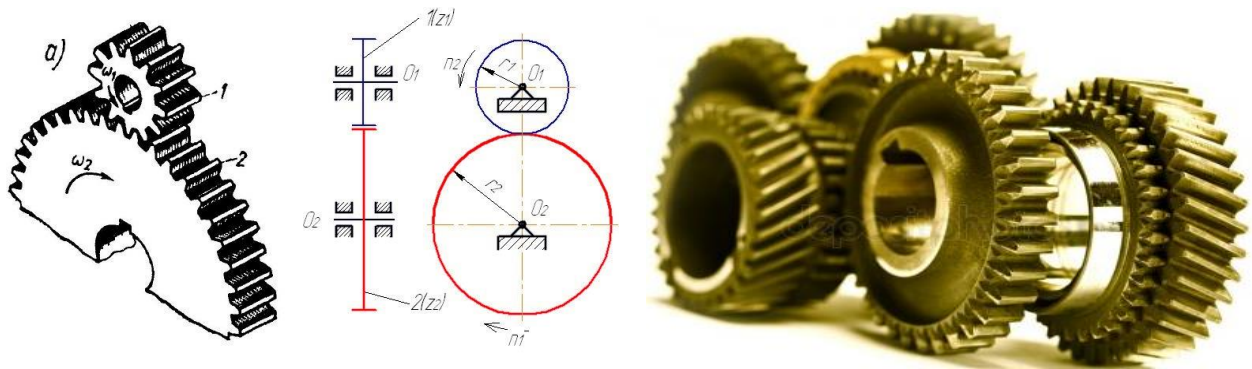


1.22-rasm. Xamir qorish mashinasining mexanizmi:
(1- qo'zg'almas zveno, 2- krivoship, 3- shatun, 4- koromislo,
5- xamir qozoni, 6,7- tishli g'ildiraklar, 8- elektr motor)



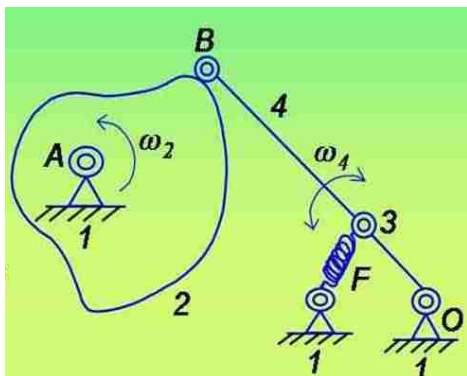
1.23-rasm: a)-aksial krivoship-shatunli mexanizm; b)-dezaksial krivoship-shatunli
mexanizm (1-qo'zg'almas zveno, 2- krivoship,
3- shatun, 4- polzun)

2. Tishli mexanizm

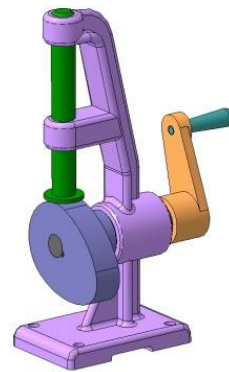


1.24-rasm. Tishli uzatma (1,2- tishli g'ildiraklar)

3. Kulachokli mexanizmlar



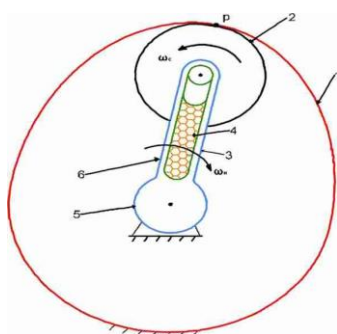
a)



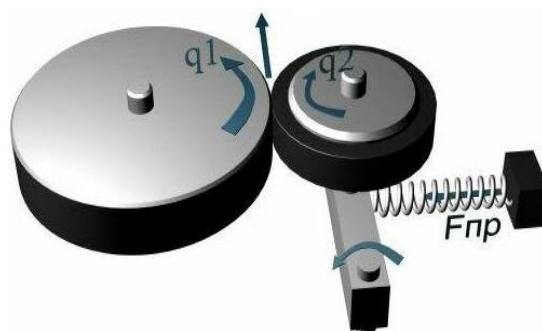
b)

1.25-rasm. Kulachokli mexanizmlar: a) Turtkichi o'q atrofida tebranuvchi (1-qo'zg'almas zveno, 2-kulachok, 3-prujina, 4-rolikli turtkich); b) Turtkichi ilgarilanma haraklanuvchi.

4. Friksion mexanizmlar



a)



b)

1.26-rasm: a) (1-markaziy g'ildirak, 2-satellit, 3-vodilo, 4-prujina, 5-qo'zg'almas zveno, 6-vtulka); b) q_1, q_2 -aylanuvchi disklar.

5. Gidravlik va pnevmatik mexanizmlar



a)



b)

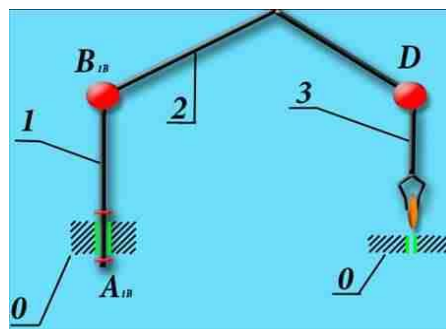
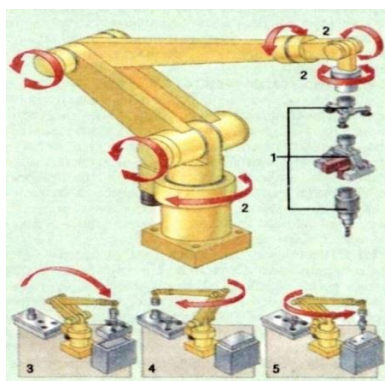
1.27-rasm: a)- gidravlik mexanizm; b)- pnevmatik mexanizmlar

6. Elektromagnit mexanizmlar



1.28-rasm: Elektromagnit mexanizmlar

7. Robot va manipulyatorlar



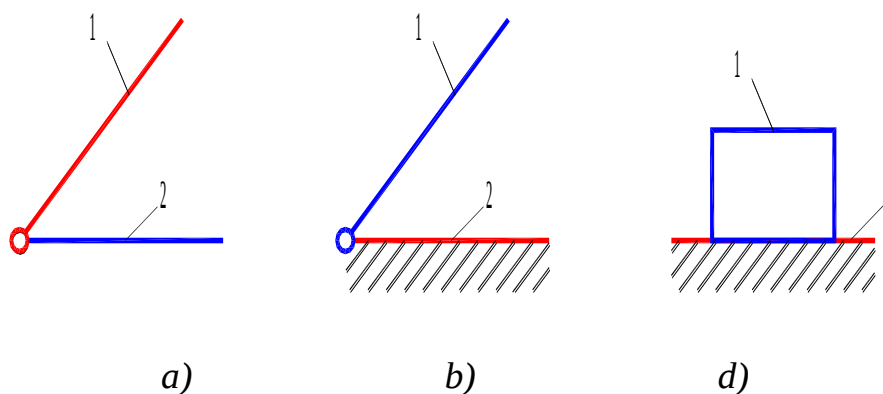
1.29-rasm. Robot va manipulyatorlar

1.4-§. Kinematik juftlar, zanjirlar. Assur guruhlari

Ma'lumki, ikkita zvenoning o'zaro harakatchan holatda birikishiga *kinematik juft deyiladi*. Ular xilma-xildir. Ularning tabiatiga qarab kinematik juftlar haqida fikr yuritilishi mumkin. Kinematik juftlar ustida eng birinchi ilmiy ishlardan biri nemis olimi Frans Reloga mansubdir. U kinematik juftlarni XVII asr boshlarida ularning birikish elementlariga qarab ikki sinfga bo'ladi:

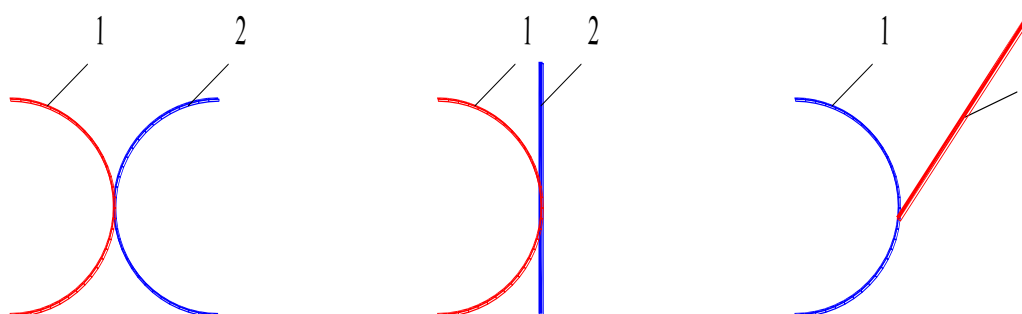
– quyi kinematik juftlar; oliy kinematik juftlar.

Quyi kinematik juftlar birikish elementlari sirt yoki tekisliklardan iborat bo'lgan zvenolar birikmasidir. Quyi kinematik juftlar quyidagicha (1.31-rasm) tasvirlanadi:



1.30-rasm. Kinematik juftlar: a), b) aylanma harakatlanuvchi;
d) ilgarilanma harakat qiluvchi.

Oliy kinematik juftlar birikish elementlari nuqta yoki chiziqlardan iborat bo'lgan juftlardir. Oliy kinematik juftlar quyidagicha ifodalanadi (1.31-rasm).

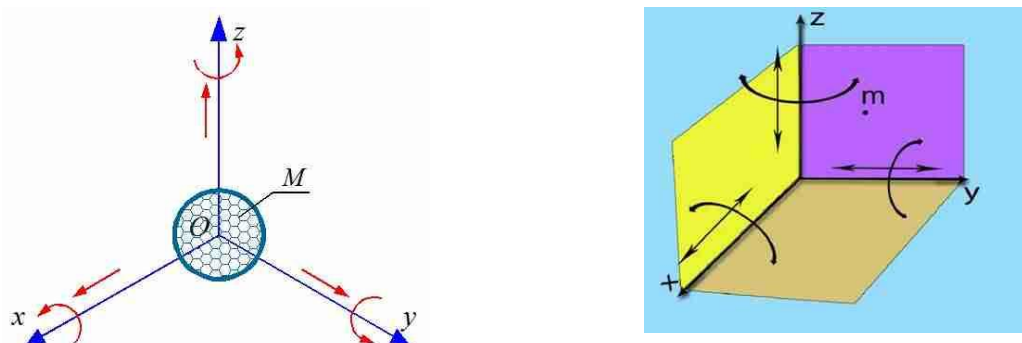


1.31-rasm. Oliy kinematik juftlar.

Yuqorida keltirilgan kinematik juftlar ularni hosil qilgan zvenolarning birikish elementi rasmiga bog'liq bo'lib, mazkur zvenolarning 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 zvenolarning elementlariga qarab turlicha bo‘ladi.

1.32-rasmda 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.



1.32-rasm. Jismning fazodagi holati.

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

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

Shunday qilib, kinematik juftning erkinlik darajasi quyidagicha aniqlanadi.

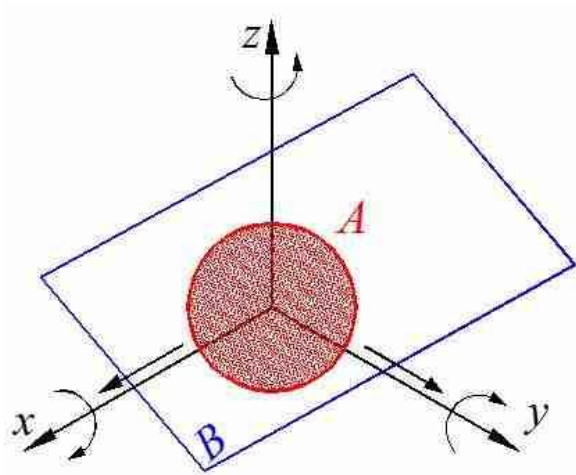
$$H = 6 - S \quad (1.1)$$

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.

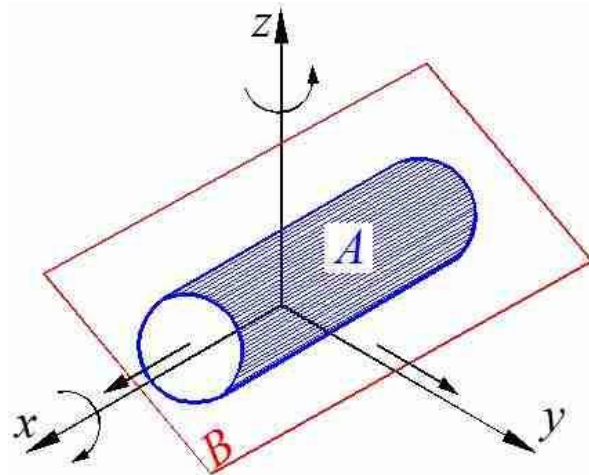
Yuqoridagi formuladan

$$S = 6 - H \quad (1.2)$$

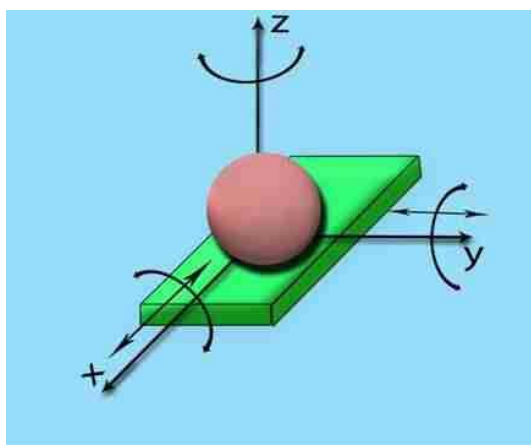
bu yerda, $1 < S < 5$ bo'lganligi sababli, kinematik juftlarning sinflari ham 1 dan 5 gacha bo'ladi. Demak, I sinfga mansub bo'lgan kinematik juft 5 ta nisbiy harakat qiladi. V sinfga mansub bo'lgan kinematik juft esa 1 ta nisbiy harakat qila oladi.



1.33-rasm. I- klass kinematik juft.

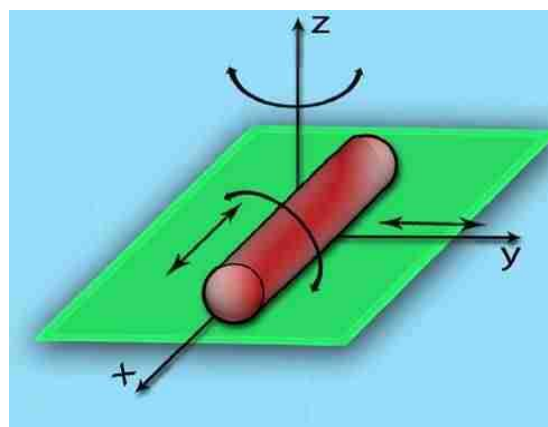


1.34-rasm. II- klass kinematik juft.



a)

1.33 a-rasm. I klass kinematik juft.



b)

1.34 a-rasm. II klass kinematik juft.

1.33 va 1.33 a – rasmda A sharining 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:

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

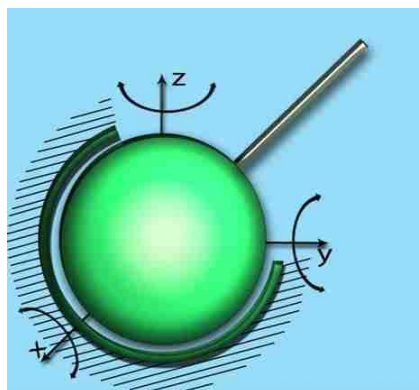
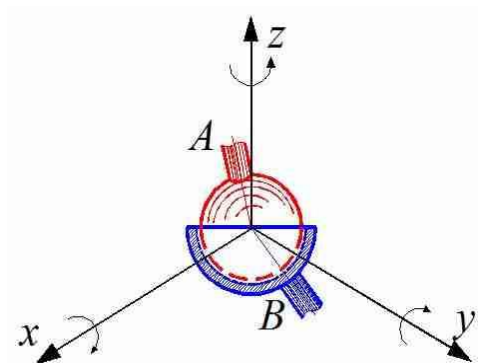
Demak, 1.33 va 1.33 a - rasmda ko'rsatilgan kinematik juftlar I klassga mansub ekan, ya'ni bu I klass kinematik juft.

1.34-rasmda B tekislikda harakat qilayotgan silindr ko'rsatilgan. Ma'lumki, A silindir B tekislik ustida va Ox o'qi atrofida aylanma harakat hamda Ox o'qi bo'ylab ilgariylanma harakat qilishi mumkin.

Demak, bu kinematik juftning umumiy harakatlar soni 4 ga teng bo'lganligi uchun II klasga mansubdir, ya'ni

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

1.35-rasmda A va B zvenolar sirtlar orqali birlashgan holat ko'rsatilgan. A zveno B zveno atrofida va B zveno A zveno atrofida faqat 3 ta aylanma harakat qilishi mumkin ekanligi 1.35-rasmdan ko'rinib turibdi.

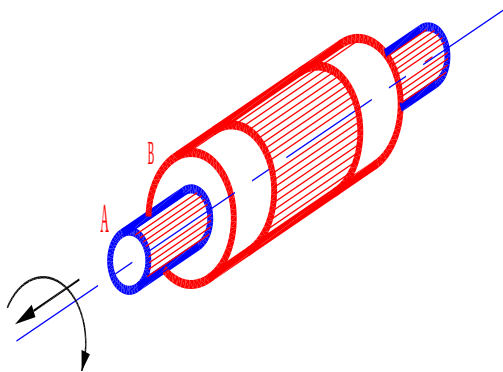


1.35-rasm. III- klass kinematik juft.

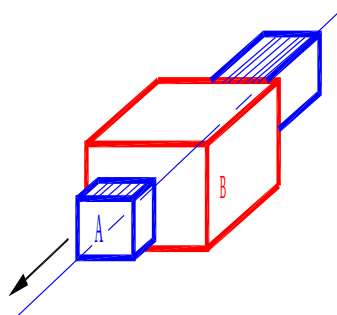
Demak, bu kinematik juft III klasga mansub ekan ya'ni,

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

1.36-rasmda A silindr B silindr ichida joylashgan bo'lib, B silindr A silindr ichidagi Ox o'qi bo'ylab ilgariylanma va aylanma harakat qilishi mumkin. Bu yerda nisbiy harakatlar soni ikkiga teng. Shunday qilib, 1.36-rasmdagi juftlik IV - klassga mansubdir.



1.36-rasm. IV- klass kinematik juft.

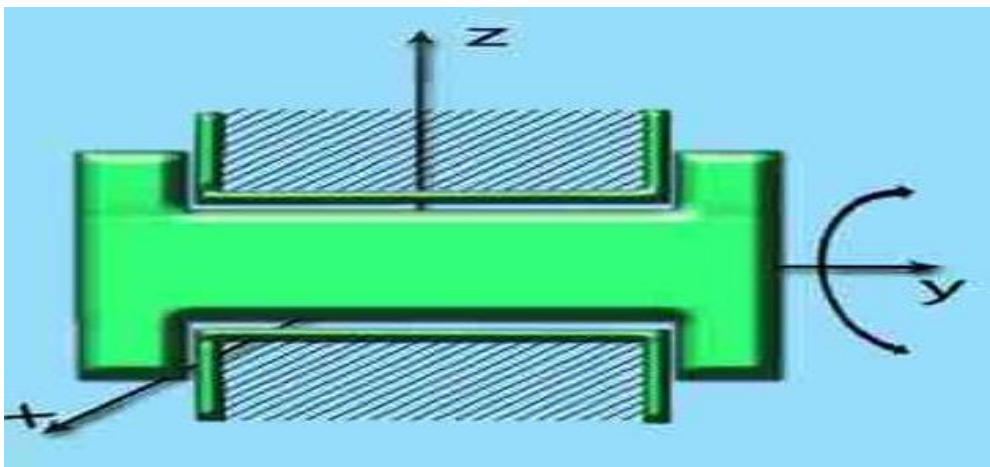


1.37-rasm. V- klass kinematik juft.

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

1.37-rasmdagi bog‘lanmada esa A zveno B zvenoning ichida joylashgan bo‘lib, u faqatgina Ox o‘qi bo‘ylab ilgarilanma harakat qilishi mumkin. Bu yerda nisbiy harakatlar soni birga tengdir. Shuning uchun bu kinematik juftlik V -klasga mansubdir, ya'ni

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

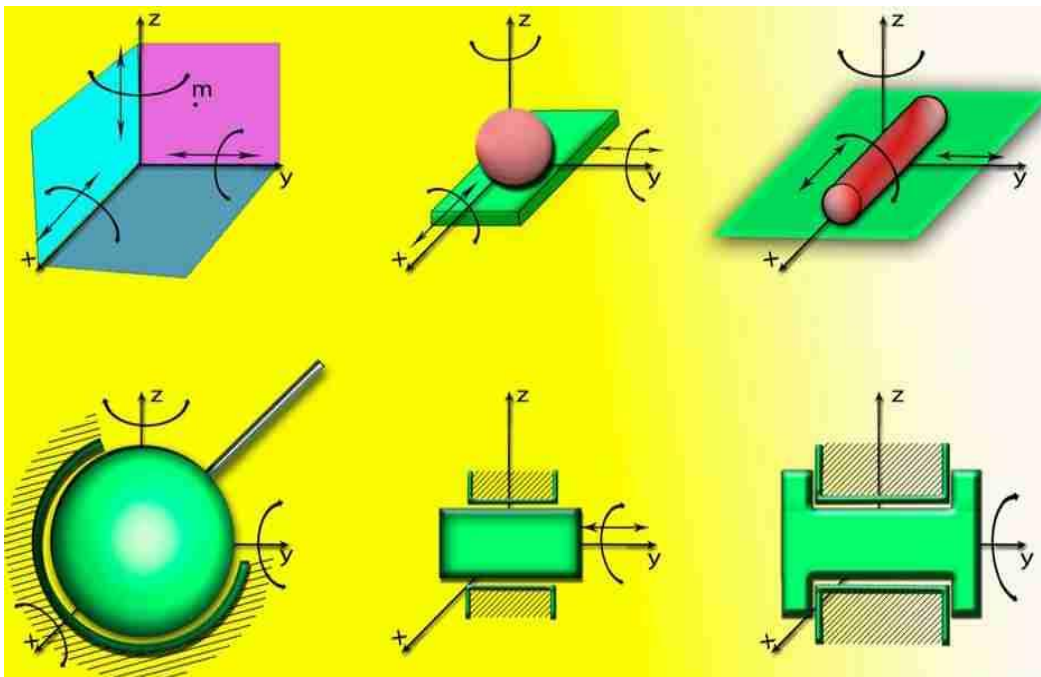


1.38-rasm. V- klass kinematik juft.

1.38 - rasmda da V - klassga mansub bo‘lgan kinematik juftlik ko‘rsatilgan bo‘lib, bu juftda nisbiy harakatlar soni birga teng.

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

Barcha kinematik juftlar quyidagi rasmda keltirilgan



1.39-rasm. I-V- klass kinematik juftliklar

1-jadvalda kinematik juftlarning nomlari, sinflari, cheklanishlar soni, qoʻzgʻaluvchanlik soni va shartli tasvirlari keltirilgan.

Kinematik zanjirlar va ularning turlari

Bir necha zvenoning kinematik juftlar vositasi bilan birikishidan (bogʻlanishidan) hosil boʻlgan qoʻzgʻaluvchi sistema *kinematik zanjir* deb ataladi. Masalan, 1.40-rasmdagi zvenolar V klass aylanma kinematik juft orqali bogʻlanib, kinematik zanjir hosil qiladi .

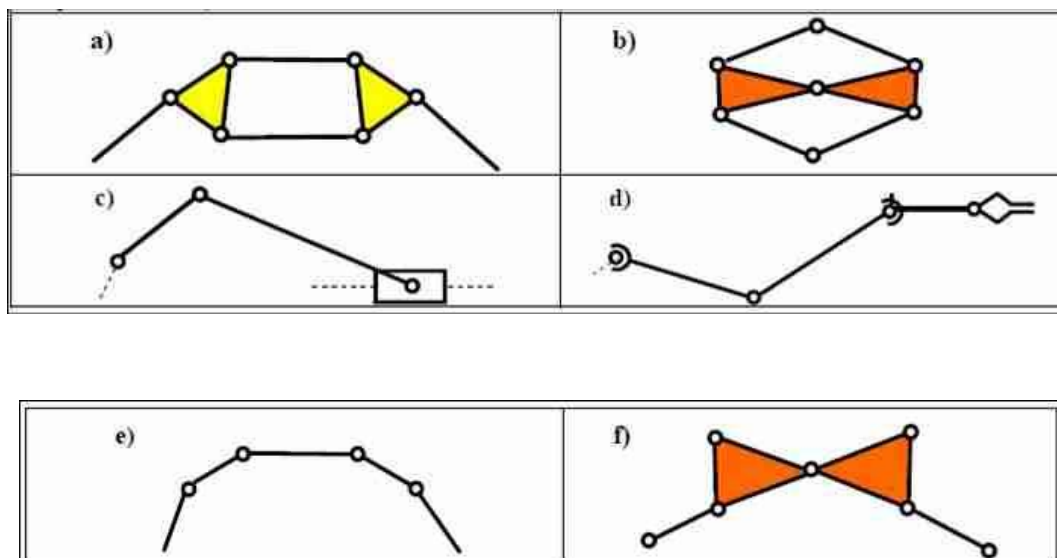
Rasmda koʻrsatilgan zvenolarda ikki hol boʻlishi mumkin: birinchidan, zvenolarning ikkalasi ham qoʻzgʻaluvchan boʻlib, bir-biriga nisbatan aylanma harakat qila oladi va ikkinchidan, zvenonlarning biri qoʻzgʻalmas boʻlib, ikkinchisi aylanma harakat qiladi. 1.40-rasmdagi kinematik zanjirlar hozirgi zamon mashina va mexanizmlari tarkibida juda koʻp uchraydi.

Kinematik zanjirlar, tarkibidagi zvenolar hiliga koʻra oddiy va murakkab zanjirlarga boʻlinadi. Agar kinematik zanjir tarkibiga kiruvchi zvenolarning biri faqat ikkitadan kinematik juftga kirs, bunday zanjir *oddiy* zanjir deb, kinematik zanjir tarkibidagi zvenolarning biri ikkitadan ortiq kinematik juftga qoʻshilsa, bunday zanjir *murakkab* zanjir deb ataladi (1.40-rasm, b va f).

Kinematik juftlarning shartli belgilari

Juftning sinfi	Bog'lanishlar soni l	Erkinlik darajasi S	Juftning nomi	Rasmi	Shartli belgisi
I	1	5	sharttekislik		
II	2	4	sharttsilindr		
III	3	3	sferik		
III	3	3	tekislik		
IV	4	2	tsilindrik		
IV	4	2	sferik barmoq bilan		
V	5	1	ilgarilanma qaytalanma		
V	5	1	aylanma		
V	5	1	vintli		

Quyidagi rasmda kinematik zanjirlarning turlari keltirilgan



1.40-rasm. Kinematik zanjirlar:

a – ochiq; b – yopiq; s – tekis; d – fazoviy; e – oddiy; f – murakkab.

Tayanch soʻz va iboralar

Mashina – insonning jismoniy va aqliy mehnatini bajarish yoki yengillashtirish maqsadida energiyani va axborotlarni bir turdan boshqa turga oʻzgartiruvchi qurilmadir.

Mexanizm – bir yoki bir necha jismlar harakatini boshqa jismlarning maqsadga muvofiq harakatiga oʻzgartiruvchi jismlar tizimiga aytiladi.

Detal – yigʻuv uslublarisiz ishlab chiqilgan mashina yoki mexanizmning qismi.

Zveno (boʻgʻin) – bir yoki bir nechta detallarning mustahkam birikmasidir.

Kinematik juft – ikki zvenoning oʻzaro nisbiy harakatdagi birikishi

Kinematik juft elementi – kinematik juft hosil qiluvchi juftlar oʻzaro birikish nuqtalari, chiziqlari yoki sirtlari.

Kinematik zanjir – kinematik juft orqali bogʻlangan zvenolar yigʻindisi.

Mexanizmlarning strukturaviy tahlili – mashina yoki mexanizmning tuzilishini oʻrganish.

Mexanizm va mashinalarning kinematik tahlili – mashina yoki mexanizm zvenolarining harakat qonunini ularga ta'sir etayotgan kuchlarni hisobga olmasdan o'rganish.

Mexanizm va mashinalarning dinamik tahlili – mashina yoki mexanizm zvenolarining haqiqiy harakat qonunini aniqlash.

Energetik mashi – energieani bir turdan boshqasiga o'zgartiruvchi mashina

Ishchi mashi – transport yoki texnologik mashinasi

Informashion mashina – matematik amallar va ma'lumotlar bo'yicha ishlaydigan mashina

Kibernetik mashina – insonni so'zi, hatti-harakatiga qarab o'zgaradigan, insonning ba'zi fiziologik organlarini almashtiradigan mashina

Nazorat savollari

1. MMN nuqtai nazaridan mashina va mexanizm nima?
2. Energetik, transport, texnologik va kibernetika mashinalari qanday ish bajaradi?
3. Mashinadagi uzatuvchi, ijrochi va yordamchi mexanizmlar qanday funksiyalarni bajaradi?
4. Mexanizmlar qanday zvenolardan tashkil topishi mumkin?
5. Kinematik zanjir turlarini aniqlang.
6. Mexanizmning strukturaviy analizi deganda nimani tushunasiz?
7. Mashina deb nimaga aytiladi?
8. Qanday turdagi mashinalarni bilasiz?
9. MMN faninng rivojlanishiga hissa qo'shgan rus va o'zbek olimlaridan kimlarni bilasiz?
10. Robot qanday mashina turiga kiradi?
11. Manipulyator nimaligini ko'rsating
12. MMN fanining asosiy bo'limlarini ko'rsating
13. Mexanizmlarning asosiy xususiyatlarini tushintiring
14. MMN fani qaysi fanlar bilan bog'liq?
15. MMN fani qanday qismlardan iborat?

16. Mashina agregati haqida nimani bilasiz?
17. Pribor (asbob) va mexanizm orasidagi farqni tushintiring
18. Mexanizm fermadan nimasi bilan faqlanadi?
19. Mexanizmlar qaysi belgilariga bo'yicha klassifikatsiya qilinadi?
20. Detal va zvenoning qanday farqi mavjud?
21. Tekis mexanizmga ta'rif bering
22. Fazoviy va tekis mexanizmlarning farqini tushintiring
23. Mexanizm tarkibidagi etaklovchi, etaklanuvchi zvenolar farqini tushintiring
24. MMN ning kinematik va dinamik tahlil bo'limlarida nimalar o'rganiladi?
25. MMN kursida qanday mexanizmlar o'rganiladi?

2-BOB. MEXANIZMLARNING STRUKTURAVIY TAHLILI

2.1-§. Tekis va fazoviy mexanizmlarning strukturaviy tahlili

Mexanizmlar o'zlarining funksional va konstruktiv tuzilishiga qarab ham har-hil sinflarga ajratiladi. Bu haqdagi ma'lumotlar yuqoridagi jadval-sxemada keltirilgan.

Bu bo'limda mexanizmlarni klasslarga ajratish haqidagi ma'lumotlar bilan tanishib chiqamiz. Mashinasozlikda qo'llaniladigan mexanizmlar asosan ikki xil bo'ladi – ya'ni tekis va fazoviy mexanizmlar. Umuman barcha 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 kiritilishi maqsadga muvofiqdir.

Ta'rif. *Mexanizm tarkibidagi barcha zvenolar bir tekislikda yoki o'zaro parallel bo'lgan tekisliklarda harakat qilsa bunday mexanizmlar tekislikda harakat qiluvchi yoki tekis mexanizmlar deb ataladi.*

Mexanizmlar kinematik juftlardan tashkil topganligi uchun mexanizmlarning erkinlik darajasini hisoblash masalasini ko'rib chiqamiz.

Mexanizm fazoda n ta zvenoga ega bo'lgan va P_1, P_2, P_3, P_4, P_5 kinematik juftlardan iborat bo'ladi. Shunga asosan uning fazodagi erkinlik darajasi quyidagicha bo'ladi:

$$W = 6n - S \quad (2.1)$$

bu yerda, n -qo'zg'aluvchan zvenolar soni, S -barcha kinematik juftlarning mexanizm harakatiga qo'yilgan cheklanishlari soni.

Mexanizm tarkibida P_1, P_2, P_3, P_4, P_5 kinematik juftlar bor bo'lsa, u holda

$$S = P_1 + 2P_2 + 3P_3 + 4P_4 + 5P_5 \quad (2.2)$$

bo'ladi va (2.1) formula quyidagicha yoziladi.

$$W = 6n - P_1 - 2P_2 - 3P_3 - 4P_4 - 5P_5. \quad (2.3)$$

Yuqorida keltirilgan (2.3) formula fazoviy mexanizmlarning erkinlik darajasini aniqlovchi *Somov –Malishev formulasi deyiladi*.

Agar mexanizm zvenolari bir tekislikda yoki o'zaro parallel tekisliklarda harakatlansa, ya'ni tekis mexanizm bo'lsa, u holda tekislikdagi zvenoning erkin harakatlari soni uchtaga teng ekanligini e'tiborga olib, quyidagi ifodani hosil qilamiz:

$$W = 3n - 2P_5 - P_4. \quad (2.4)$$

Yuqorida keltirilgan (2.4) formula tekis mexanizmlarning erkinlik darajasini aniqlash uchun *P.L.Chebishev formulasi deyiladi*.

2.2-§. Tekis mexanizmlarni Assur-Artobolevskiy uslubida

klasslarga ajratish

«Mexanizm va mashinalar nazariyasi» fanida mexanizmlarni sinflarga ajratish Assur-Artobolevskiy uslubida olib boriladi. Bu usulga binoan mexanizmning klassi uning yetaklanuvchi qismiga bog'liqdir.

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

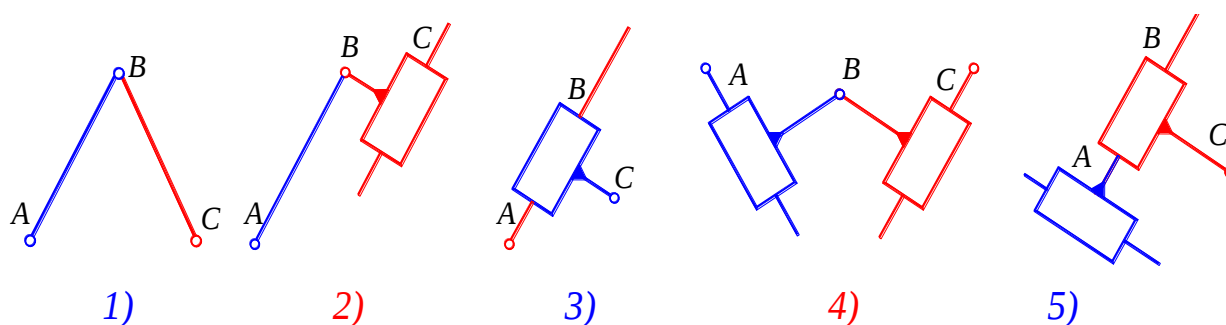
$$3n - 2P_5 - P_4 = 0. \quad (2.5)$$

Assur tarkibida faqat V sinf P_5 mavjud bo'lgan guruhlarni ko'rib chiqadi. U holda (2.5) quyidagicha yoziladi:

$$3n - 2P_5 = 0 \quad \text{yoki} \quad P_5 = \frac{3}{2}n \quad (2.6)$$

ekanligi kelib chiqadi. Demak, Assur guruhlarida zvenolar soni juft bo'lishi kerak. Ikkita zvenodan va uchta V -sinf kinematic juftlardan tashkil topgan, yani $n=2$, $P_5=3$ bo'lgan Assur guruhi II-sinf ikkinchi Assur guruhi deb qabul qilingan.

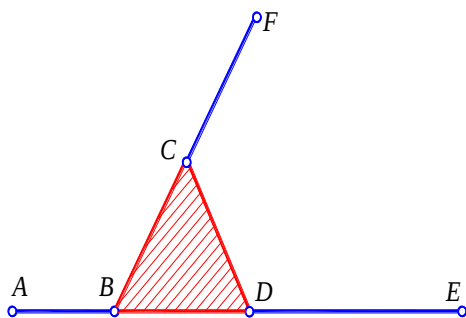
II sinf ikkinchi tartibli Assur guruhi o'z navbatida besh ko'rinishga egadir. 2.1-rasmda II sinf ikkinchi tartibli Assur guruhlarining besh xil ko'rinishlari tasvirlangan.



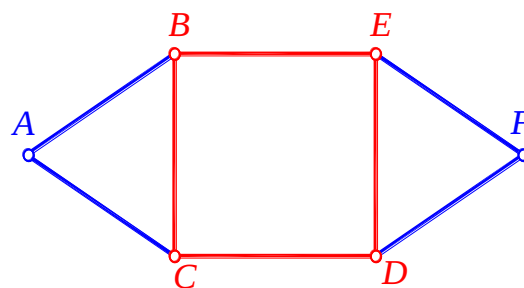
2.1-rasm. Assur guruhlarining ko'rinishlari

- 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 zvenolar soni $n=4$ bo'lsa, u holda bo'ladi, bunday guruhlarni III sinf uchinchi ko'rinishli Assur guruhi deyiladi. 2.2-rasmda III sinf uchinchi tartibli Assur guruhi tasvirlangan.



2.2-rasm. III sinf Assur guruhi.



2.3-rasm. IV sinf Assur guruhi.

Agar $n=6$ bo'lsa, u holda $P_5=9$ bo'ladi, bunday guruh IV sinf Assur guruhi bo'ladi. 2.3-rasmda 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 zvenolar ko'rsatiladi;
- Mexanizmning erkinlik darajasi W aniqlanadi;
- Mexanizm tasviridan Assur guruhlar ajratib olinadi, eng avvalo II sinf Assur guruhlar ajratiladi. Mabodo II sinf Assur guruhlarini ajratish imkoniyati bo'lmasa, u holda III sinf yoki IV sinf Assur guruhlar ajratiladi. Bu yerda mexanizm tasviridan Assur guruhlarini ajratganda uning erkinlik darajasi o'zgarmasligi kerak va yetaklovchi zveno (zvenolar) qolguncha ajratishni davom ettirish kerak;
- Mexanizmning tuzilish formulasi yoziladi. Tuzilish formulasini yozishda yetaklovchi zvenoni 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 zvenodan iborat bo'lgan I sinf mexanizmiga zvenolari 2, 3 bo'lgan II sinf Assur guruhi va unga zvenolari ketma-ket 4, 5, 6 bo'lgan III sinf Assur guruhlar ulangan.

Mexanizmning sinfi aniqlanadi. Bunda mexanizmning tuzilish formulasidagi Assur guruhlarining eng yuqori sinfi mexanizmning sinfini ko'rsatadi.

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

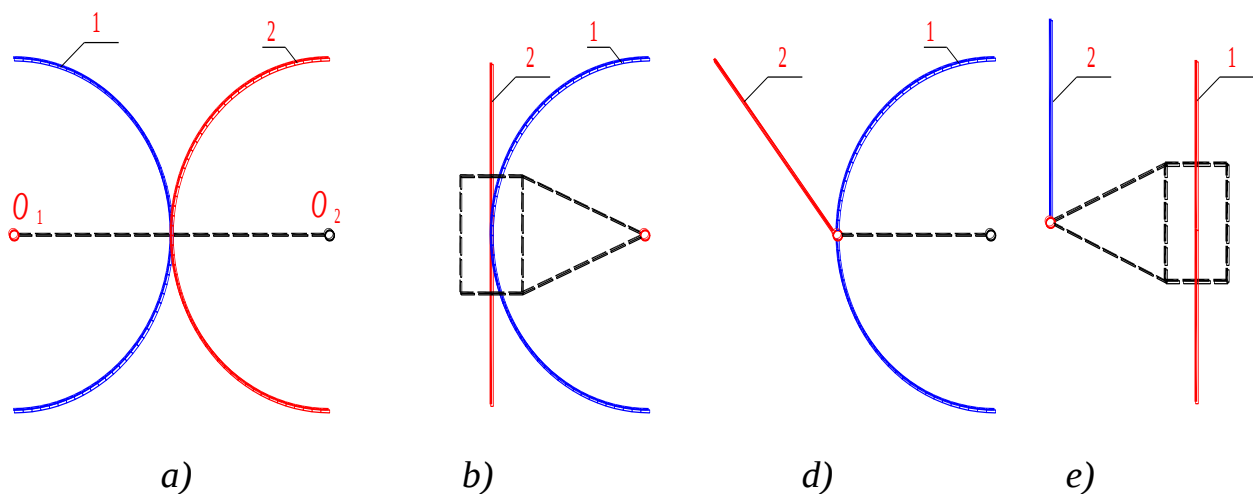
Oliy kinematik juftlarni quyi kinematik juft orqali almashtirilishi 2.4-rasmda ko'rsatilgan.

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 zvenolar soniga teng bo'lishi kerak. Agarda mexanizmning erkinlik darajasi uning yetaklovchi zvenosi soniga teng bo'lmasa, u holda mexanizm tarkibida passiv zvenolar mavjud bo'ladi va bu zvenolarni vaqtincha e'tiborga olmaslik kerak.

3. Mexanizmning yetaklovchi zvenosi qo'zg'almas zveno bilan quyi kinematik juftni tashkil etishi kerak. Lekin ba'zan hayotda mexanizmning yetaklovchi zvenosi qo'zg'almas zveno 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 zveno bilan kinematik juftga kiruvchi zveno harakatiga teng va qarama-qarshi tomonga qarab yo'nalgan harakat bilan ta'sir etamiz va hosil bo'lgan almashtirilgan mexanizm uchun shartli ravishda yetaklovchi zvenosi qo'zg'almas zveno bilan kinematik juftga kiradi deb faraz qilinadi.



2.4-rasm. Oliy kinematik juftlarni quyi kinematik juftlar bilan almashtirilishi: a, d) - oliy kinematik juftlar; b, e) - quyi kinematik juftlar.

1-misol. 2.5-rasm, 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 aniqlab beradi.

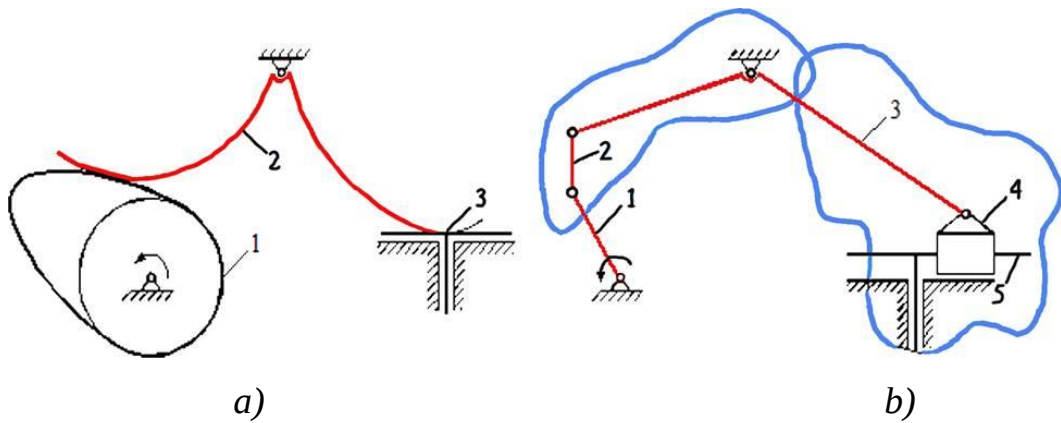
Berilgan mexanizmning erkinlik darajasini aniqlaymiz:

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

Lekin mexanizm tarkibida oliy kinematik juftlar mavjud bo‘lganligi uchun ularni 2.3-rasmga binoan quyi kinematik juftlar bilan almashtiramiz va hosil bo‘lgan mexanizmning erkinlik darajasini aniqlaymiz.

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

Almashtirilgan mexanizm tarkibi (2.5-rasm, b) dan Assur guruhlarini ajratamiz. Assur guruhlarini ajratishni mexanizmga ulangan eng oxirgisidan boshlaymiz. Eng avvalo 4 va 5 zvenolardan tashkil topgan II sinfga taalluqli Assur guruhini ajratamiz. Qolgan mexanizmning erkinlik darajasini $W=1$ ekanligini ko‘rish murakkab emas. So‘ngra 2 va 3 zvenodan iborat bo‘lgan II sinf Assur guruhini ajratamiz.



2.5-rasm. Mexanizmni Assur guruxlariga ajratish: a)-berilgan mexanizm; b)-almashtirilgan mexanizm.

Qolgan mexanizmning, ya'ni yetaklovchi 1 va qo'zg'almas zvenolardan iborat bo'lgan mexanizmning erkinlik darajasi $W=1$ bo'ladi. U holda mexanizmning tuzilish formulasi quyidagicha yoziladi:

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

Bundan ko'rinadiki, mexanizmga ulangan Assur guruhlarining eng yuqori sinfi ikkiga teng.

Demak, yuqorida ko'rsatilgan mexanizm II sinfga taalluqli ekan.

2-misol. 2.6-rasmida ko'rsatilgan V-simon ichki yonuv dvigatelida qo'llaniladigan krivoship-shatunli mexanizmning sinfi va tuzilish tartibi ko'rsatilsin.

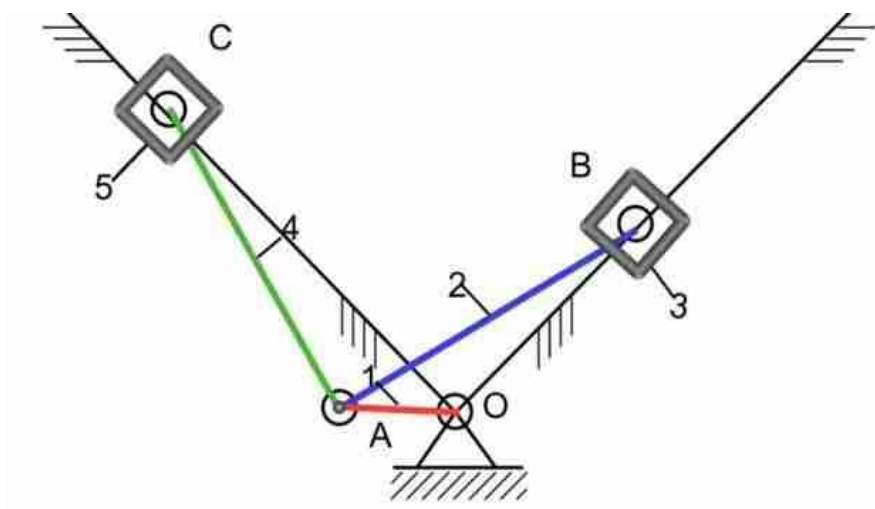
Yechish. Mexanizmning erkinlik darajasini aniqlaymiz.

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

qo'zg'aluvchi zvenolar soni $n=5$; V sinf quyi kinematik juftlar soni $P_5=7$; IV sinf oliy kinematik juftlar soni $P_4=0$.

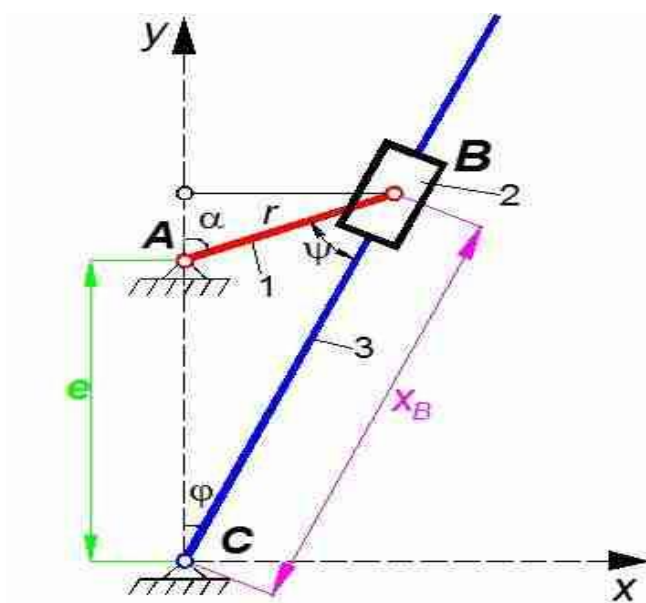
2.5-rasmida ko'rsatilgan mexanizm ikkita II sinf Assur guruhlarini o'zaro qo'shish orqali tuzilgan, u holda mexanizmning tuzilish tenglamasi quyidagicha bo'ladi:

$$I_1 \longrightarrow II_{2,3} \longrightarrow II_{4,5} \text{ demak, berilgan mexanizm II sinfga taalluqlidir.}$$



2.6-rasm. Krivoship-polzunli mexanizm.

3-misol. 2.7-rasmda ko‘rsatilgan kulisali mexanizmning sinfi aniqlansin.



2.7-rasm. Kulisali mexanizm

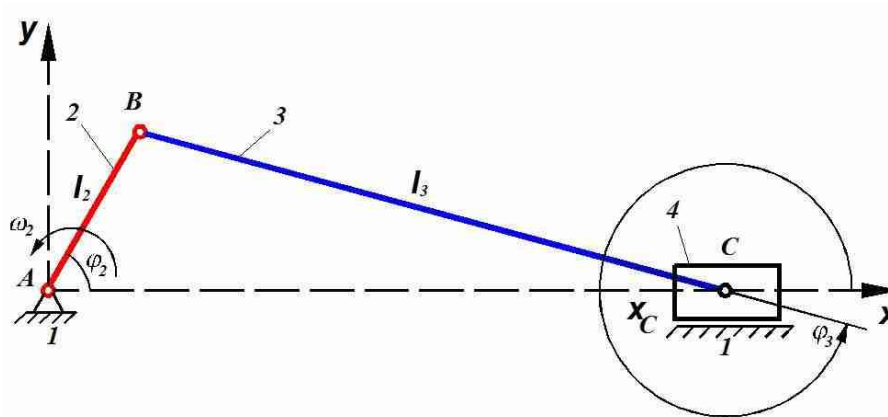
Yechish. Mexanizmning erkinlik darajasini aniqlaymiz.

$$W = 3n - 2P_5 - P_4 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 - 0 = 1.$$

$n=3$ -qo‘zg‘aluvchan zvenolar soni; $P_5=4$ -V sinf quyi kinematik juftlar soni; $P_4=0$ - IV sinf oliy kinematik juftlar soni.

2.7-rasmda ko‘rsatilgan mexanizm bitta II sinf Assur guruhini yetaklovchi zvenoga qo‘shish orqali tuzilgan, u holda mexanizmning tuzilish tenglamasi quyidagicha bo‘ladi: $I_1 \longrightarrow II_{2,3}$ demak, berilgan mexanizm II sinfga taalluqlidir.

4-misol. 2.8-rasmda ko'rsatilgan krivoship-shatunli mexanizmning sinfi aniqlansin.



2.8-rasm. Krivoship-polzunli mexanizm

Yechish. Mexanizmning erkinlik darajasini aniqlaymiz.

$$W = 3n - 2P_5 - P_4 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 - 0 = 1.$$

$n=3$ -qo'zg'aluvchan zvenolar soni; $P_5=4$ -V sinf quyi kinematik juftlar soni; $P_4=0$ - IV sinf oliy kinematik juftlar soni.

2.8-rasmda ko'rsatilgan mexanizm bitta II sinf Assur guruhini yetaklovchi zvenoga qo'shish orqali tuzilgan, u holda mexanizmning tuzilish tenglamasi quyidagicha bo'ladi:

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

Demak, berilgan mexanizm II sinfga taalluqlidir.

4. Mexanizmning erkinlik darajasi uning hamma zvenolarining holatlarini aniqlash uchun zarur bo'lgan mustaqil koordinatalar soniga teng.

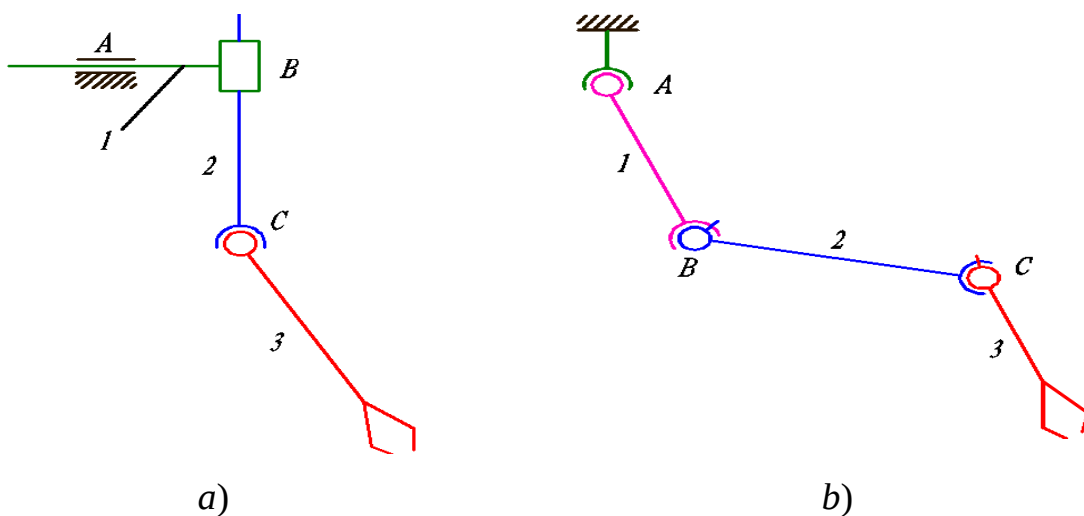
5. Mahalliy harakatchanlik – mexanizmning ishlashiga ta'sir ko'rsatmaydigan zvenoning mustaqil harakatchanligidir.

6. Qaytariluvchi bog'lanish yoki ortiqcha zveno – harakat tartiblarini buzmaganda mexanizmdan olib tashlanishi mumkin bo'lgan zvenodir.

Fazoviy mexanizmlarning erkinlik darajasini topish uchun misol tariqasida robotning ijrochi mexanizmi-manipulyatorni ko'rib chiqamiz. Manipulyator mexanizmlari ochiq kinematik zanjirdan iborat bo'lib, uning qo'zg'aluvchi zvenolaridan faqat bittasi tayanch bilan kinematik juft hosil qiladi.

2.9 a)-rasmida M-22 transport roboti manipulyatorining sxemasi ko‘rsatilgan. Bu manipulyator uchta qo‘zg‘aluvchan zvenoga ega bo‘lib, uchinchi zveno ob'ektni transportirovka qilishda ushlash qobiliyatiga ega. Kinematik juftlar: A nuqtada IV- sinf, silindrik; B nuqtada V- sinf, ilgarkanma; C nuqtada – III sinf, sferik. Manipulyatorning erkinlik darajasini aniqlash uchun Somov – Malishev formulasidan foydanamiz

$$W = 6n - 5P_5 - 4P_4 - 3P_3 = 6 \cdot 3 - 5 \cdot 1 - 4 \cdot 1 - 3 \cdot 1 = 6.$$



2.9-rasm. a,b)- robot manipulyatorlari

Bu manipulyator hamma zvenolarning holatlarini aniqlash uchun 6 ta mustaqil koordinatalar berishligi kerakligini bildiradi. Har bir koordinatani alohida dvigatel yoki bitta dvigateldan uzatma, boshqaruv muftilari orqali boshqarish mumkin.

Manipulyatorlar analizi shuni ko‘rsatadi: yuqorida ko‘pchilik mexanizmlar bitta erkinlik darajasiga ega deyilgan xulosa yopiq mexanizmlarga taalluqli, manipulyatorlarga esa taalluqli emas. Manipulyatorlarning erkinlik darajasi unga kiruvchi har bir kinematik juftlar harakatchanliklarining yig‘indisiga teng bo‘ladi. Shuning uchun erkinlik darajasini hisoblashni Somov-Malishev formulasi bo‘yicha emas, balki kinematik juftlarning harakatchanligi bo‘yicha olib borish mumkin.

2.9 b)-rasmda berilgan Maskot transport roboti manipulyatorining sxemasini misol tariqasida ko‘rib chiqamiz. Unda uchta qo‘zg‘aluvchan zveno, A nuqtada bitta sferik kinematik juft va B va C nuqtalarda ikkita sferik barmoqli juftlar mavjud. Sferik juftlar uchta harakatchanlikka, sferik barmoqli juftlar esa - ikkita harakatchanlikka ega, shunday qilib, manipulyator yettita erkinlik darajasiga ega.

$$W = 6n - 4P_4 - 3P_3 = 6 \cdot 3 - 4 \cdot 2 - 3 \cdot 1 = 7.$$

Tayanch so‘z va iboralar

1. Assur guruhi- erkinlik darajasi nolga teng bo‘lgan ochiq kinematik zanjir.
2. Tekis mexanizm-barcha zvenolari bir tekislikda yoki o‘zaro parallel tekisliklarda harakatlanuvchi mexanizm.
3. Fazoviy mexanizm-barcha zvenolari kesichuvchi, ayqash va boshqa tekisliklarda harakatlanuvchi mexanizm.
4. Mexanizmning erkinlik darajasi-mexanizm uchun zarur bo‘lgan etaklovchi zvenolar sonini bildiradi.
5. Mexanizmning kinematik sxemasi-zvenolarning o‘lchamlari masshtab bilan chizilgan shakli.
6. Mexanizmning struktura formulasi-mexanizmning sinfini belgilovchi ifoda.
7. Mexanizmning kirish zvenosi-harakatni qabul qiluvchi zveno.
8. Mexanizmning chiqish zvenosi-mexanizmda o‘zgartirilgan harakatni qabul qiluvchi zveno.

Nazorat savollari

- 1.4–zvenoli richagli mexanizmning sxemasi chizilib, erkinlik darajasi aniqlansin.
2. Krivoship, shatun, porshen, kulisa va koromislo nima? Misol keltiring.
3. Assur guruhini tushintiring. To‘rtinchi sinf Assur guruhiga misol keltiring.
4. Mexanizmning kinematik sxemasi nima?
5. Kulachokli mexanizm sxemasini chizing va erkinlik darajasini aniqlang.
6. Fazoviy mexanizmlarda kinematik juftlar qanday sinflarga bo‘linadi?
7. Richagli mexanizm turlaridan ikkitasini ko‘rsating, kinematik juftlarning

sinflarini aniqlang va zvenolar nomlarini yozing.

8.2-sinf Assur guruhini chizib ko'rsating.

9.Tishli uzatmaning kinematik sxemasini chizing.

10.P.L.Chebishevning formulasidagi harfiy ifodalar nimani anglatadi?

11.Mexanizm nima va ularni sinflarga bo'linishini tushintiring

12.Mashinaga ta'rif bering va sinflarga bo'linishini aniqlang

13.2-sinf kinematik juftlarga misol keltiring.

14.O'qlari o'zaro parallel joylashgan tishli uzatma chizmasini chizing.

15.Assur guruhi nima?

16.5-sinf kinematik juftlarga misol keltiring.

17.3-sinf Assur guruhini chizib ko'rsating

18.Mexanizmning strukturaviy analizi deb nimani tushunasiz?

19.Tishli va tasmali uzatmalarning kinematik sxemalarini chizing hamda zvenolar sonlari va kinematik juftlar sinfini aniqlang.

20.Avtomobilning gaz taqsimlash mexanizmi sxemasini chizing.

21.4-sinf kinematik juftlarga misol keltiring.

22.Kulisali mexanizmning sxemasini chizing va erkinlik darajasini aniqlang.

23.Tekis mexanizmning sinfi qanday aniqlanadi?

24.Mexanizmdagi qo'shimcha bog'lanishlar deb nimani tushunasiz?

25.Tekis tarelkali kulachokli mexanizm sxemasini chizing va erkinlik darajasini aniqlang.

3-BOB. TEKIS MEXANIZMLARNING KINEMATIK TAXLILI

Mexanizmlarning kinematik tahlili quyidagi masalalarni hal qiladi:

1) Mexanizmning holatlari aniqlanadi. Bu yerda, mexanizm yetaklovchi zvenolarining turli holatlariga mos keluvchi yetaklanuvchi zvenoning 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 gorizontal holatda harakat qilishi yoki to'siqlar ichida harakat qiladigan ekskavator cho'michining harakat chizig'ini bilish maqsadga muvofiq masalalardir;

2) Mexanizm zvenolari va nuqtalarning tezliklarini aniqlash. Bu masalada mexanizmning yetaklovchi zvenosining tezliklariga mos ravishda uning yetaklanuvchi qismining va nuqtalarining tezliklari aniqlanadi. Mexanizm zvenolari tezliklarining 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 zvenolari va nuqtalarining tezlanishlarini aniqlash. Bu masala inersiya kuchlarini aniqlash bilan bevosita bog'liqdir. Demak, mexanizm zvenolari 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 usul ishlatiladi:

- **Analitik usuli.** Bu usul juda ham aniq usul bo'lib, ilmiy tekshirish ishlarida qo'llaniladi. Bu usulda EHM dan foydalanish imkoniyati yaratiladi.

- **Grafik usul.** Bu usul juda katta noaniqliklar bilan bajariladi. Lekin bu usul yaqqol bo'lganligi uchun loyihalash ishlarida undan keng foydalanish tavsiya etiladi.

- **Grafo-analitik usul.** Bu usul, hisoblash va chiziqli 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.

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

Agar e'tirof 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 shu 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 zvenoning nuqtasi tekshirilayotgan bo'lsa, u holda bu nuqta uchun siljish, chiziqli tezlik va tezlanishlar grafigi chiziladi.

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

3.1-§. Tekis mexanizmlarning holati va ularni grafik usul yordamida kinematik tahlil etish

3.1-rasmda ko'rsatilgan krivoship-shatunli mexanizmning kinematik grafiklarini chizish tartibini ko'rib chiqamiz.

1. Eng avvalo mexanizm zvenolarining o'lchamlariga binoan uning kinematik tasviri chiziladi.

Mexanizmning kinematik tasvirini chizish uchun uning masshtabi tanlab olinadi.

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

bu yerda, μ_l -kinematik tasvirning masshtabi; l_{OA} -zvenoning haqiqiy uzunligi; OA -zvenoning chizmadagi uzunligi.

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.

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 topilgan nuqtalarga mos kelsa, maqsadga muvofiq bo'ladi.

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

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

$$\mu_t = \frac{60}{n_1 \cdot OD}, \left[\frac{s}{mm} \right], \mu_\phi = \frac{2\pi}{OD}, \left[\frac{rad}{mm} \right].$$

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

Agar $[S,t]$ koordinata sistemasi o'rnida $[S,\phi]$ sistemasi olingan bo'lsa, ya'ni abssissa o'qi deb vaqt emas, balki krivoship OA ning burilish burchagi ϕ olingan bo'lsa, u holda bu o'qning masshtabi yuqoridagicha bo'ladi:

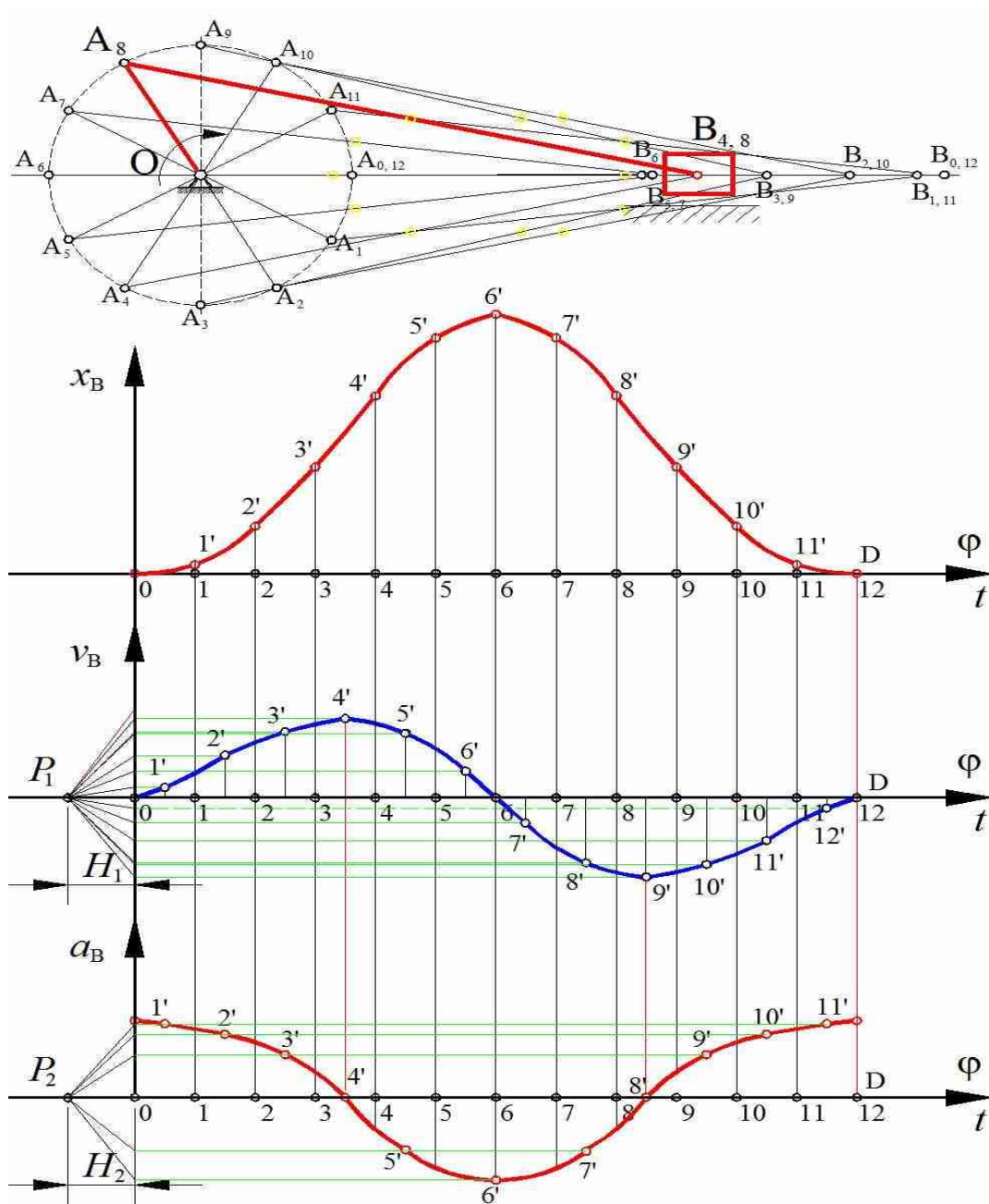
Grafik quyidagicha chiziladi: OD kesma 12 ta teng kesmaga bo'linadi va bu nuqtalardan perpendikular chiziqlar o'tkaziladi. So'ngra bu perpendikular chiziqlar ustida B nuqtaning siljish yo'llari mos ravishda qo'yib chiqiladi. Hosil bo'lgan 1', 2', 3', ... 12' nuqtalarni koordinata boshi O bilan tutashtirib B nuqtaning siljish chizig'ini hosil qilamiz.

- B nuqtaning tezlik chizig'ini chizamiz. Bu masalani $[S,t]$ koordinata sistemasidagi S chizig'ini vatarlar uslubida differensiallab bajaramiz. Bu ish quyidagicha bajariladi.

- $[S,t]$ koordinata sistemasining tagiga dekart $[v,t]$ koordinata sistemasini chizamiz.

- $[v,t]$ koordinata sistemasining koordinata boshi O dan chap tomonda P_1 nuqtani tanlab olamiz. Bu kesmaning uzunligi ixtiyoriydir, ba'zan uni $O_1P_1=O_1D/2\pi$ deb tanlash qulaylik tug'diradi.

- $[S,t]$ koordinata sistemasidagi S chizig'idagi $0'-1'$, $1'-2'$, $2'-3'$, ... $11'-12'$ nuqtalarni vatarlar bilan tutashtiramiz.



3.1-rasm. Krivoship-polzunli mexanizmni kinematik grafiklari.

$[v, t]$ koordinata sistemasidagi P_1 nuqtadan $0'-1'$, $1'-2'$, $2'-3'$, ... $11'-12'$ vatarlarga parallel nurlar o'tkazamiz. Bu nurlarni v ordinata o'qi bilan kesishgan nuqtalardan vatarlar o'rtasidan o'tgan chiziqlar bilan kesishguncha abssissa 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.

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

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

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

Yuqorida keltirilgan usulda v egri chizig'ini differensiallab tezlanish a egri chizig'ini hosil qilamiz. Tezlanish egri 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.

3.2-§. Tekis richagli mexanizmlarni grafo-analitik usul bilan kinematik tahlil qilish

Krivoship-polzunli mexanizm

Krivoship-polzunli mexanizm (K.P.M.) zvenolarining o'lchamlari quyidagilarga teng: $l_{OA}=0,1m$; $l_{AB}=0,3m$; $l_{AS2}=0,1m$ krivoshipning umumlashgan koordinatasi $\varphi_1=30$, krivoshipning aylanishlar soni $n_1=100\text{ayl/min}$. Grafoanalitik usul bilan krivoship-polzunli mexanizm kinematik taxlil qilinsin (3.2-rasm).

Masalani yechish:

Berilgan geometrik parametrlarga ko'ra $\mu_l = \frac{l_{OA}}{OA} = \frac{0,1}{50} = 0,002 \text{ m/mm}$ masshtab koeffitsienti bo'yicha (K.P.M)ning kinematik rasmini [2], [3] chizamiz. Bunda $OA=50\text{mm}$ uzunlik, krivoshipning rasmdagi ixtiyoriy o'lchamidir. Krivoshipning burchak tezligini quyidagi formula bilan aniqlaymiz.

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 100}{30} = 10,47 \text{ s}^{-1} \quad (3.1)$$

aniqlangan natija krivoshipning o'zgaras burchak tezlik bilan aylanayotganligini ko'rsatadi.

Krivoship- polzunli mexanizmning chizilgan kinematik rasmini tahlil qilamiz; O nuqta qo'zgalmas bo'lganligi sababli uning tezligi $V_O=0$ bo'ladi.

A nuqtaning tezlik vektori - O nuqtaning tezlik vektori bilan A nuqtaning O nuqta atrofida nisbiy aylanma harakat tezlik vektorlarining geometrik yig'indisidan iborat.

$$\bar{V}_A = \bar{V}_O + \bar{V}_{AO} \quad (3.2)$$

(3.2) Tenglik birinchi qo'shiluvchisining ($V_O=0$) qiymati nolga teng bo'lib u tezliklar rejasida polyus bilan ustma-ust tushadi. ($\bar{V}_{AO}$) vektorining yo'nalishi krivoship o'qiga perpendikulyar bo'lib u krivoship aylanadigan yo'nalishda bo'ladi (3.2 rasm). A nuqtaning O nuqta atrofida nisbiy aylanma harakatining tezligi.

$$V_{AO} = \omega_1 \cdot l_{OA} \quad (3.3)$$

Bunda ω_1 va l_{OA} krivoshipning burchak tezligi va uning uzunligi.

Berilgan qiymatlarni (3.3) ga qo'ysak, quyidagi ifoda kelib chiqadi.

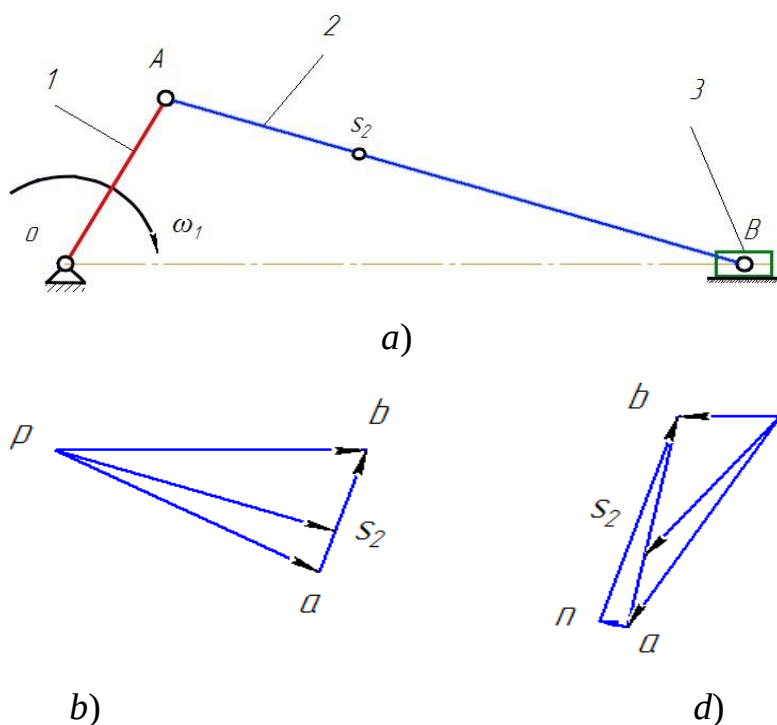
$$V_{AO} = V_A = 10,472 \cdot 0,24 = 1,047 m/s$$

Shatun 2 ga tegishli V nuqtaning tezlik vektori - A nuqtaning tezlik vektori bilan V nuqtaning A nuqta atrofida nisbiy aylanma harakati tezlik vektorlarining geometrik yig'indisiga teng.

$$\bar{V}_B = \bar{V}_A + \bar{V}_{BA} \quad (3.4)$$

(3.4) tenglikning birinchi qo'shiluvchisi ($\bar{V}_A$) yuqorida (3.2) tenglikda izoxlangan. (3.4) dagi nisbiy tezlik vektori ($\bar{V}_{BA}$) ning yo'nalishi shatun 2 ning o'qiga perpendikulyar bo'lib u tezliklar rejasida v nuqtaga tomon yo'nalgandir. V nuqta bir vaqtda polzunga xam tegishlidir. Polzun 3 OB o'qiga parallel ravishda ilgariylanma qaytma harakat qiladi. Shuning uchun polzunga tegishli B nuqta tezlik vektorining harakat yo'nalishi doimo OB o'qigaga parallel ($\bar{V}_{BA} \parallel OB$) bo'ladi. (3.2)

va (3.4) tenglamalarni birgalikda echish B nuqta tezlik vektorining yo'nalishi va ta'sir chizig'ini aniqlash imkonini beradi.



3.2 -rasm. Krivoship-polzunli mexanizm: a)-mexanizmni kinematik sxemasi; b)-tezliklar rejasi; d) -tezlanishlar rejasi (1-krivoship, 2-shatun, 3-polzun).

Tezliklar rejasining masshtab koeffitsienti quyidagicha aniqlanadi.

$$\mu_v = \frac{V_A}{pa} \left[\frac{m/s}{mm} \right] \quad (3.5)$$

bunda, (pa) A nuqtaning O nuqta atrofida nisbiy aylanma harakati tezlik vektorining tezliklar rejasidagi ixtiyoriy o'lchami. (3.3) ifodani hisobga olib $(pa)=50mm$ qabul qilamiz.

$$\mu_v = \frac{1,047}{50} = 0,02 \left[\frac{m/s}{mm} \right]$$

(3.5) ifodani hisobga olib (3.2) va (3.4) vektor tenglamalarni birgalikda yechib, tezliklar rejasini quramiz (3.2.b rasm). O'xshashlik teoremasidan foydalanib tezliklar rejasidan (S_2) nuqtaning tezlik vektorini ifodalovchi o'lchamni topamiz.

$$\frac{l_{AB}}{l_{AS_2}} = \frac{(ab)}{(as_2)} \text{ bundan } (as_2) = (ab) \frac{l_{AS_2}}{l_{AB}}$$

bu ifodadagi (ab) kesmani tezliklar rejasidan o'lchab olib ($ab=26,1116mm$) uni (3.6) ifodaga qo'yamiz va (as_2) kesmaning uzunlik qiymatini aniqlaymiz.

$$(as_2) = (ab) \frac{l_{AS_2}}{l_{AB}} = 26.1116 \cdot \frac{0,1}{0,3} = 8,7mm$$

(as_2) o'lchamni tezliklar rejasidan belgilab (s_2) nuqtaning holatini aniqlaymiz. (s_2) va (p) nuqtalarni o'zaro tutashtirib (s_2) nuqtaning tezlik vektorini topamiz. Tezliklar rejasidan (pb) , (ab) va (ps_2) kesmalarni o'lchab mos ravishda, B nuqtaning tezligi, B nuqtaning A nuqta atrofida nisbiy aylanma harakati tezligi va (S_2) nuqtaning haqiqiy tezliklarini aniqlaymiz.

$$\begin{cases} V_B = (pb) \cdot \mu_V = 50.8391 \cdot 0,021 = 1,067 \text{ m/s} \\ V_{BA} = (ab) \cdot \mu_V = 26.1116 \cdot 0,021 = 0,548 \text{ m/s} \\ V_{S_2} = (ps_2) \cdot \mu_V = 48.7515 \cdot 0,021 = 1,02 \text{ m/s} \end{cases}$$

ushbu ifodani hisobga olib shatun 2 ning burchak tezligini topamiz.

$$\omega_2 = \frac{V_{BA}}{l_{BA}} = \frac{0,548}{0,3} = 1,83s^{-1} \quad (3.6)$$

shatun 2 burchak tezligining yo'nalishi quyidagicha aniqlanadi: tezliklar rejasida vektor v_{BA} ni hayolan olib uni (K.P.M) kinematik rasmining (3.2. a rasm) B nuqtasiga qo'yiladi. Shunda B nuqta A nuqta atrofida soat strelka aylanishi yo'nalishiga teskari yo'nalishga aylanadi. Ana shu yo'nalish shatun 2 burchak tezligining aylanish yo'nalishi hisoblanadi.

Polzun 3 faqat ilgarilanma qaytma harakat qilganligi sababli uning burchak tezligi ($\omega_3=0$) nolga teng.

Tezlanishlar rejasini qurish uchun vektor tenglikni tuzamiz. A nuqtaning tezlanish vektori - O nuqtaning tezlanish vektori hamda A nuqtaning O nuqta atrofidagi nisbiy aylanma harakati normal va tangensial tezlanishi vektorlarining geometrik yig'indisidan iborat.

$$\vec{a}_A = \vec{a}_O + \vec{a}_{AO}^n + \vec{a}_{AO}^\tau \quad (3.7)$$

(3.7) tenglikdagi $\vec{a}_O = 0$ bo'lganligi sababli $\vec{a}_O$ vektor, nuqta vektor deyiladi va u tezlanishlar rejasida polyus bilan ustma ust tushadi. Normal $\vec{a}_{AO}^n$ tezlanishning son qiymati esa quyidagicha aniqlanadi.

$$a_{AO}^n = \omega_1^2 \cdot l_{OA} = 10,47^2 \cdot 0,1 = 10,966 \text{ s}^{-2} \quad (3.8)$$

(3.7) ifodadagi a_{AO}^n normal tezlanish vektori krivoship (1) o'qiga parallel bo'lib u mexanizm rasmida (3.2.a rasm) A nuqtadan O nuqtaga yo'nalgan, tezlanishlar rejasida bu vektor (π) polyusdan a nuqtaga yo'nalgan (3.2.b rasm). (3.7) ifodadagi a_{AO}^τ tangensial (urinma) tezlanish qiymati nolga teng, sababi masala shartida krivoshipning burchak tezligi ω_1 o'zgarmas deb qabul qilingan. U a_{AO}^n normal tezlanish vektorining uchida joylashgan. Shatun (2) ga tegishli B nuqtaning tezlanish vektori - A nuqtaning tezlanish vektori bilan B nuqtaning A nuqta atrofida nisbiy aylanma harakati normal va tangensial tezlanish vektorlarining geometrik yig'indisidan iborat.

$$\vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^\tau \quad (3.9)$$

(3.9) ifodadagi $\vec{a}_A$ A nuqtaning tezlanishi (3.7) tenglamada belgilangan, $\vec{a}_{BA}^n$ normal tezlanish vektori mexanizm rasmida shatun (2) ning o'qiga parallel bo'lib u B nuqtadan A nuqtaga tomon yo'nalgan. Tezlanishlar rejasida esa bu vektorning ta'sir chizig'i A nuqtadan p nuqtaga qarab yo'nalgan (3.2.b rasm). (3.7) ifodani hisobga olib normal tezlanish qiymati quyidagicha aniqlanadi.

$$a_{BA}^n = \frac{V_{BA}^2}{l_{BA}} = \frac{0,548^2}{0,3} = 1 \frac{m}{s^2} \quad (3.10)$$

(3.9) tenglikdagi $\vec{a}_{BA}^\tau$ tangensial tezlanish vektorining ta'sir chizig'i shatun 2 o'qiga perpendikulyar bo'lib (3.2. a rasm) u tezlanishlar rejasida n nuqtadan o'tib n dan b nuqtaga qarab yo'nalgan (3.2. b rasm). B nuqta bir vaqtini o'zida polzun 3 ga ham tegishli. Polzun 3 (OB) yo'naltirgich bo'ylab ilgarilanma qaytma harakat qilganligi uchun OB nuqtani tezlanish vektori (OB) ga paralleldir

Tezlanishlar masshtab koefitsienti quyidagicha aniqlanadi.

$$\mu_a = \frac{a_{AO}^n}{(\pi a)} \left[\frac{m/s^2}{mm} \right] \quad (3.11)$$

Bunda (πa) A nuqtaning O nuqta atrofida nisbiy aylanma harakati normal tezlanishi vektorining tezlanishlar rejasidagi ixtiyoriy kesmasi. $(\pi a)=50mm$ qabul qilib va (3.10) ifodani hisobga olgan holda tezlanishlar masshtab koefitsientini aniqlaymiz.

$$\mu_a = \frac{a_{AO}^n}{(\pi a)} = \frac{10,96}{50} = 0,219 \left[\frac{m/s^2}{mm} \right]$$

(3.11) ifodani hisobga olib va (3.7), (3.9) vektor tenglamalarni birgalikda yechib tezlanishlar rejasini quramiz (3.2. s-rasm), (3.12) tenglikdan normal tezlanish $\vec{a}_{BA}^n$ vektorining tezlanishlar rejasidagi uzunligini topamiz.

$$(an) = \frac{\vec{a}_{BA}^n}{\mu_a} = \frac{1}{0,219} = 4,5mm$$

s_2 nuqtaning tezlanishlar rejasidagi uzunligini o'xshashlik teoremasidan foydalanib aniqlaymiz. Buning uchun tezlanishlar rejasida $(ab=44,0912mm)$ ni o'lchab (3.6) ifodaga qo'yamiz.

$$(as_2) = (ab) \frac{l_{AS_2}}{l_{AB}} = 44.0912 \frac{0,1}{0,3} = 14,7mm$$

$(as_2)=14,7mm$ o'lchamli kesmani tezlanishlar rejasida belgilab s_2 nuqtaning o'rnini topamiz. Tezlanishlar rejasida kesmalarni o'lchab mos ravishdagi tezlanishlar qiymatlarini aniqlaymiz.

$$\begin{cases} a_B = (\pi b) \cdot \mu_a = 16.6913 \cdot 0,219 = 3,6 \text{ m/s}^2 \\ a_{BA}^r = (\pi b) \cdot \mu_a = 43.8563 \cdot 0,219 = 9,6 \text{ m/s}^2 \\ a_{BA} = (ab) \cdot \mu_a = 44.0912 \cdot 0,219 = 9,65 \text{ m/s}^2 \\ a_{S_2} = (\pi s) \cdot \mu_a = 36.4326 \cdot 0,219 = 7,98 \text{ m/s}^2 \end{cases}$$

Yuqorida bajarilgan tahlildan ko'rinadiki krivoship 1 o'zgarma burchak tezlik bilan aylanadi, demak uning tangensial hamda burchak tezlanishlari ham $\varepsilon_1=0$

nolga tengdir. $\varepsilon_1 = \frac{a_{AO}^r}{l_{AO}} = 0$

$$\text{Shatunning burchak tezlanishi } \varepsilon_2 = \frac{a_{AB}^{\tau}}{l_{AB}} = \frac{9,6}{0,3} = 32s^{-2}$$

Shatun (2) ning burchak tezlanishi yo‘nalishi quydagicha aniqlanadi:

Tezlanishlar rejasidan a_{BA}^{τ} tangensial tezlanish vektorini mexanizm rasmi (3.2. a rasm) B nuqtasiga qo‘yamiz. Hayolan polzun va shatun orasidagi bog‘lanishni olib, shatunni A nuqta atrofida a_{BA}^{τ} yo‘nalishi tomonga aylantiramiz va shu yo‘nalish shatunning burchak tezlanishi ε_2 yo‘nalishi ekanligini belgilaymiz.

Sharnirli to‘rt zvenoli mexanizm

Sharnirli 4 zvenoli mexanizmni grafoanalitik usul bilan kinematik tahlil qilish. Zvenolarning o‘lchamlari quyidagicha berilgan: $l_{OA}=0,1m$, $l_{AB}=0,2m$, $l_{BO}=0,15m$, $l_{AS2}=0,067m$, $l_{OO1}=0,35m$ krivoshipning umumlashgan koordinatasi $\varphi_1=60^\circ$, krivoshipning aylanishlari soni $n_1=150\text{ayl/min}$ (3.3a rasm).

Masalani yechish:

Berilgan o‘lchamlar bo‘yicha uzunlik masshtabini qabul qilib mexanizmni kinematik rasmini chizamiz.

$$\mu_l = \frac{l_{OA}}{OA} = \frac{0,1}{50} = 0,002 \text{ [m/mm]}$$

Krivoshipning burchak tezligi quyidagi formula bilan aniqlanadi.

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 150}{30} = 15,78s^{-1} \quad (3.12)$$

Aniqlangan natija krivoship burchak tezligi o‘zgarmasligini ko‘rsatadi.

Mexanizmning kinematik rasmini taxlil qilamiz. O nuqta qo‘zg‘almas bo‘lganligi uchun uning tezligi ($V_0=0$) ga teng. A nuqtaning tezlik vektori- O nuqta tezlik vektori bilan A nuqtaning O nuqta atrofida nisbiy aylanma harakat tezlik vektorlarining geometrik yig‘indisidan iborat.

$$\bar{V}_A = \bar{V}_O + \bar{V}_{AO} \quad (3.17)$$

(1.17) dagi ($V_0=0$) bo‘lganligi sababli u nuqta vektor deyiladi. $\bar{V}_O = 0$ polyus bilan ustma ust tushadi. $\bar{V}_{AO}$ tezlik vektori krivoship (1) o‘qiga perpendikulyar bo‘lib uning yo‘nalishi krivoship aylanishi bilan bir xil bo‘ladi. (1.16) ifodani

hisobga olib A nuqtaning O nuqta atrofida nisbiy aylanma harakati quyidagicha aniqlanadi. $V_{AO} = V_A = \omega_1 \cdot l_{OA} = 15,78 \cdot 0,1 = 1,571 \text{ m/s}$ (3.18)

Shatun (2) ga tegishli B nuqtaning tezlik vektori A nuqtaning tezlik vektori bilan B nuqtaning A nuqta atrofida nisbiy aylanma harakat tezlik vektorlarinig geometrik yig'indisidan iborat.

$$\bar{V}_B = \bar{V}_A + \bar{V}_{BA} \quad (3.19)$$

(3.19) tenglamadagi $\bar{V}_A$ (3.18) tenglamada aniqlangan. $\bar{V}_{BA}$ nisbiy tezlik vektori shatun (2) o'qiga perpendikulyar bo'lib, (3.3.b rasm) u tezliklar rejasida v nuqtaga qarab yo'nalgan. Sababi, v shu tezlik vektori indeksida birinchi bo'lib turibdi.

B nuqta bir vaqtning o'zida koromislo (3) ga ham tegishlidir shuning uchun B nuqtaning tezlik vektori- O_1 nuqtaning tezlik vektori bilan B nuqtaning O_1 nuqta atrofida nisbiy aylanma harakat tezlik vektorlarining geometrik yig'indisidan iborat.

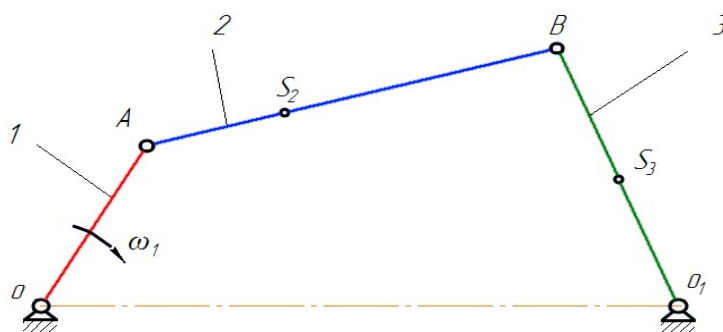
$$\bar{V}_B = \bar{V}_{O_1} + \bar{V}_{BO_1} \quad (3.20)$$

(3.20) ifodadagi birinchi had ($\bar{V}_{O_1} = 0$) nolga tengligi sababli u tezliklar rejasida polyus bilan ustma ust tushadi. Bunda $\bar{V}_{BO_1}$ nisbiy harakat tezlik vektori koromislo (3) o'qiga perpendikulyar, tezliklar rejasida $\bar{V}_{BO_1}$ b nuqtaga qarab yo'nalgan (3.3.b rasm) (3.19) va (3.20) tengliklarni birgalikda yechish V nuqta tezlik vektorining ta'sir chizig'i va yo'nalishini aniqlash imkonini beradi. (2.3) ifodani hisobga olib ($pa=50mm$) ni qabul qilgan holda tezliklar masshtabini topamiz.

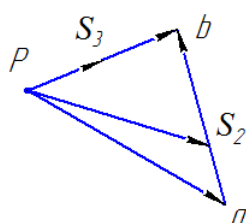
$$\mu_v = \frac{V_A}{pa} = \frac{1,571}{50} = 0,031 \left[\frac{m/s}{mm} \right] \quad (3.21)$$

(3.17), (3.19) va (3.20) vektor tenglamalarni birgalikda yechib tezliklar rejasini quramiz (3.3.b rasm). S_2 nuqtaning tezlik vektorini bildiruvchi kesma o'xshashlik teoremasidan foydalanib topiladi.

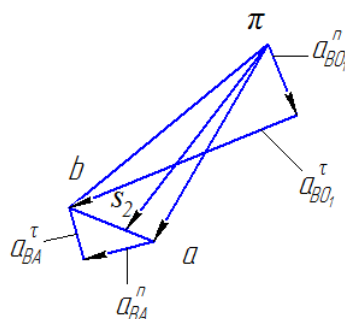
$$\frac{l_{AB}}{l_{AS_2}} = \frac{(ab)}{(as_2)} \text{ Bundan } (as_2) = (ab) \frac{l_{AS_2}}{l_{AB}} = 19,8 \cdot \frac{0,067}{0,2} = 6,6 \text{ mm}$$



a)



b)



d)

3.3-rasm. Sharnirli to'rt zvenoli mexanizm: a)-mexanizmni kinematik sxemasi; b)-tezliklar rejasi; d)-tezlanishlar rejasi (1-krivoship, 2-shatun, 3-koromislo).

Tezliklar rejasida (as_2) kesmani o'lchab s_2 nuqtaning joylashishi topiladi. s_2 nuqta bilan polyus (R) o'zaro birlashtirilib s_2 nuqta tezlik vektori aniqlanadi.

Tezliklar rejasida mos ravishda kesmalarni o'lchab mexanizm harakterli nuqtalarining tezliklarini aniqlaymiz. B nuqtaning tezligi

$$\begin{cases} V_B = (pb) \cdot \mu_v = 35,6 \cdot 0,031 = 1,12 \text{ m/s} \\ V_{BA} = (ab) \cdot \mu_v = 39,9 \cdot 0,031 = 1,2 \text{ m/s} \\ V_{S_2} = (ps_2) \cdot \mu_v = 41,7 \cdot 0,031 = 1,3 \text{ m/s} \end{cases} \quad (3.22)$$

Shatun (2) va koromislo (3) larning burchak tezliklari quyidagicha topiladi.

$$\omega_2 = \frac{V_{BA}}{l_{BA}} = \frac{1,2}{0,2} = 6,264 \text{ s}^{-1} \quad (3.23)$$

$$\omega_3 = \frac{V_B}{l_{BQ_1}} = \frac{1,12}{0,15} = 7,447s^{-1} \quad (3.24)$$

Tezliklar rejasidan hayolan v_{BA} va v_B –larni olib mexanizm kinematik rasmi B nuqtasiga qo‘yiladi. Bu tezliklarning yo‘nalishi shatun (2) bilan koromislo (3) ning burchak tezliklari yo‘nalishini ko‘rsatadi.

Tezlanishlar rejasini qurish uchun quyidagi vektor tenglamalarni tuzamiz.

A nuqtaning tezlanish vektori- O_1 nuqtaning tezlanish vektori bilan A nuqtaning O_1 nuqta atrofida nisbiy aylanma harakati tangensial tezlanishi vektori va normal tezlanish vektorlarining geometrik yig‘indisidan iborat.

$$\bar{a}_A = \bar{a}_O + \bar{a}_{AO}^n + \bar{a}_{AO}^\tau \quad (3.25)$$

(3.25) tenglikdagi $(\bar{a}_O = 0)$ bo‘lganligi sababli $\bar{a}_O$ vektor, nuqta vektor deyiladi va u tezlanishlar rejasida polyus (π) bilan ustma ust tushadi. Normal $\bar{a}_{AO}^n$ tezlanishning son qiymati esa quyidagicha aniqlanadi

$$a_{AO}^n = \omega_1^2 \cdot l_{OA} = 15,708^2 \cdot 0,1 = 24,674m/s^2 \quad (3.26)$$

(3.25) ifodadagi a_{AO}^n normal tezlanish vektori krivoship (1) ning o‘qiga parallel. Mexanizm rasmida bu vektor A nuqtadan O_1 ga qarab yo‘nalgan (3.3. a rasm).Tezlanishlar rejasida esa bu vektor (π) polyusdan (a) ga qarab yo‘nalgan.

(3.25) tenglikdagi $\bar{a}_{AO}^\tau$ tangensial (aylanma) tezlanishning qiymati nolga teng, masalaning sharti bo‘yicha $\omega_1 = const$ bo‘lganligi sababli tezlanishlar rejasida $\bar{a}_{AO}^\tau$ nuqta bo‘lib, u a_{AO}^n normal tezlanish vektorining uchida joylashadi. Shatun 2 ga tegishli B nuqtaning tezlanish vektori- A nuqta tezlanish vektori bilan B nuqtaning A nuqta atrofida nisbiy aylanma harakati tangensial tezlanish vektori va normal tezlanish vektorlarining geometrik yig‘indisidan iborat.

$$\bar{a}_B = \bar{a}_A + \bar{a}_{BA}^n + \bar{a}_{BA}^\tau \quad (3.27)$$

(3.27) tenglamaning birinchi qo‘shiluvchisi $\bar{a}_A$ (3.25) ifoda bilan aniqlangan. $\bar{a}_{BA}^n$ vektorning harakat chizig‘i shatun (2) ning o‘qiga parallel bo‘lib, u tezlanishlar rejasida b nuqtadan o‘tib a nuqtaga qarab yo‘nalgan. Mexanizm

rasmida esa $\bar{a}_{BA}^n$ B nuqtadan A nuqta tomonga yoʻnalgandir. (3.27) ifodadagi $\bar{a}_{BA}^\tau$ tangensial tezlanish vektori shatun (2) oʻqiga perpendikulyar boʻlib, u tezlanishlar rejasida n_1 nuqtadan oʻtib b nuqta bilan birlashadi.

Koromislo (3) ga tegishli B nuqtaning tezlanish vektori $\bar{a}_{O_1}$ tezlanish vektori bilan B nuqtaning O_1 nuqta atrofida nisbiy aylanma harakat tangensial tezlanish va normal tezlanish vektorlarining geometrik yigʻindisidan iborat.

$$\bar{a}_B = \bar{a}_{O_1} + \bar{a}_{BO_1}^n + \bar{a}_{BO_1}^\tau \quad (3.28)$$

(3.28) ifodadagi ($\bar{a}_{O_1} = 0$) nolga teng boʻlib, u tezlanishlar rejasida polyus (π) bilan ustma ust tushadi. Normal tezlanish $\bar{a}_{BO_1}^n$ vektori koromislo (3) oʻqiga parallel. Mexanizm rasmida u B nuqtadan O_1 nuqtaga tomon yoʻnalgan, tezlanishlar rejasida (3.3.s rasm) bu vektor polyus (π) dan n_2 tomon yoʻnalgan. $\bar{a}_{BO_1}^\tau$ tangensial tezlanish vektori koromislo oʻqiga perpendikulyar, tezlanishlar rejasida bu vektor (n_2) nuqtadan oʻtib b nuqta bilan birlashadi. (3.27) va (3.28) tengliklarni hisobga olib normal tezlanish vektorlarining qiymatlarini aniqlaymiz.

$$\bar{a}_{BA}^n = \frac{V_{BA}^2}{l_{BA}} = \frac{1,25^2}{0,2} = 7,847 \frac{m}{s^2} \quad (3.29)$$

$$\bar{a}_{BO_1}^n = \frac{V_B^2}{l_{BO_1}} = \frac{1,117^2}{0,15} = 8,321 \frac{m}{s^2} \quad (3.30)$$

(3.26) ifodani hisobga olib ($\pi=50mm$) qabul qilamiz va tezlanishlar masshtabini aniqlaymiz.

$$\mu_a = \frac{a_{AO}^n}{(\pi a)} = \frac{24,674}{50} = 0,493 \left[\frac{m/s^2}{mm} \right] \quad (3.31)$$

tezlanishlar rejasida $\bar{a}_{BA_1}^n$ va $\bar{a}_{BO_1}^n$ kesmalarni aniqlaymiz.

$$(\pi n_2) = \frac{\bar{a}_{BO}^n}{\mu_a} = \frac{8,321}{0,493} = 16,859mm \quad (an) = \frac{\bar{a}_{BA}^n}{\mu_a} = \frac{7,847}{0,493} = 15,9mm \quad (3.32)$$

(3.25), (3.27) va (3.28) vektor tenglamalarni birgalikda yechib tezlanishlar rejasini quramiz. tezlanishlar rejasida s_2 nuqtaning tezlanish vektorini o'xshashlik teoremasidan foydalanib topamiz

$$\frac{l_{AB}}{l_{AS_2}} = \frac{(ab)}{(as_2)} \quad \text{Bundan } (as_2) = (ab) \frac{l_{AS_2}}{l_{AB}} = 19,8 \cdot \frac{0,067}{0,2} = 6,6 \text{ mm} \quad (3.33)$$

tezlanishlar rejasida (as_2) kesmani belgilab s_2 nuqtaning joyini belgilaymiz.

Tezlanishlar rejasida kesmalarni o'lchab mos ravishda mexanizm xarakterli nuqtalarining tezlanishlarini aniqlaymiz.

$$\begin{cases} a_B = (\pi b) \cdot \mu_a = 56,49 \cdot 0,493 = 27,851 \text{ m/s}^2 \\ a_{BA} = (ab) \cdot \mu_a = 19,8 \cdot 0,493 = 19,67 \text{ m/s}^2 \\ a_{BA}^\tau = (n_1 b) \cdot \mu_a = 11,8 \cdot 0,493 = 5,83 \text{ m/s}^2 \\ a_{S_2} = (\pi s_2) \cdot \mu_a = 51,39 \cdot 0,493 = 25,3611 \text{ m/s}^2 \\ a_{BO}^\tau = (n_2 b) \cdot \mu_a = 53,86 \cdot 0,493 = 26,58 \text{ m/s}^2 \end{cases} \quad (3.34)$$

Bajarilgan tahlilga ko'ra krivoship 1 o'zgarmas burchak tezlik bilan aylanishi ma'lum va shuning uchun tangensial tezlanish (a_{AO}^τ) ning qiymati nolga teng. Shuningdek krivoshipning burchak tezlanishi ham nolga teng.

$$\varepsilon_1 = \frac{a_{AO}^\tau}{l_{AO}} = 0 \quad (3.35)$$

Shatun (2) va koromislo (3) ning burchak tezlanishlari

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{BA}^\tau}{l_{AB}} = \frac{5,83}{0,2} = 29,166 \text{ s}^{-2} \quad (3.36)$$

$$\varepsilon_3 = \frac{a_{BO_1}^\tau}{l_{O_1B}} = \frac{26,58}{0,15} = 177,2 \text{ s}^{-2} \quad (3.37)$$

Shatun (2) va koromislo (3) ning burchak tezlanishlarining yo'nalishlari, tezlanishlar rejasidagi a_{BA}^τ , $a_{OB_1}^\tau$ tezlanish vektorlarining yo'nalishlari bilan aniqlanadi. Buning uchun shatun (2) va koromislo (3) orasidagi bog'lanish xayolan olinadi, bunda mexanizm (A) nuqtasi shartli ravishda tayanchga ega bo'ladi. Shatun B nuqtasi a_{BA}^τ tezlanish vektori ta'sirida (A) nuqta atrofida aylanadi. Ana shu aylanish yo'nalishi shatun (2) ning burchak tezlanishining ε_2 yo'nalishi

xisoblanadi. Shatun (2) va koromislo (3) orasidagi bog‘lanish B nuqtadan xayolan ajratiladi bunda koromislo (3) a_{OB1}^r tezlanish vektori ta'sirida O_1 nuqta atrofida aylanadi, ana aylanish koromislo (3) ning burchak tezlanishi yo‘nalishi bo‘ladi.

Kulisali mexanizm

Kulisali mexanizm zvenolarining o‘lchamlari quyidagicha berilgan:

$l_{OA}=0,4m$; $l_{BO1}=1,0677m$; $l_{OO1}=0,8m$, krivoshipning umumlashgan koordinatasi $\varphi_1=60$, krivoshipning aylanishlari soni $n_1=50\text{ayl}/\text{min}$. Kulisali mexanizmni (3.4 a rasm) grafoanalitik usul bilan kinematik taxlil qilish talab etiladi.

Masalani yechish:

Ma'lum geometrik parametrlar bo'yicha uzunlik masshtabi (μ) ni qabul qilib kulisali mexanizmning kinematik rasmini chizamiz.

Quyidagi ifoda orqali krivoshipning burchak tezligini aniqlaymiz.

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 50}{30} = 5,236\text{s}^{-1} \quad (3.38)$$

Aniqlangan natijaga ko‘ra krivoshipning burchak tezligi o‘zgarmas ekanligi ma'lum bo‘ldi.

Hosil qilingan kulisali mexanizmning kinematik rasmini taxlil qilamiz O nuqta qo‘zg‘almas bo‘lganligi sababli uning tezligi nolga teng ($V_O=0$). A nuqtaning tezlik vektori- O nuqtaning tezlik vektori bilan A nuqtaning O nuqta atrofida nisbiy aylanma tezlik vektorlarining geometrik yig‘indisidan iborat.

$$\bar{V}_A = \bar{V}_O + \bar{V}_{OA} \quad (3.39)$$

(3.39) tenglamadagi birinchi qo‘shiluvchining qiymati nolga teng. Shuning uchun $\bar{V}_O$ nuqta vektor bo‘lib, u tezliklar rejasida polyus bilan bitta nuqtada yotadi. $\bar{V}_{AO}$ vektorining harakat chizig‘i krivoship o‘qiga perpendikulyar bo‘lib, uning yo‘nalishi krivoship aylanish yo‘nalishi bilan bir xil bo‘ladi.

A nuqtaning O nuqta atrofida nisbiy aylanma harakat tezligi quyidagicha aniqlanadi.

$$V_{AO} = V_A = \omega_1 \cdot l_{OA} = 5,236 \cdot 0,4 = 2,094\text{m/s} \quad (3.40)$$

Shatunga tegishli B nuqtaning tezlik vektori- A nuqtaning tezlik vektori bilan A nuqtaga nisbatan B nuqtaning ilgarilanma harakat tezlik vektorlarining geometrik yig'indisidan iborat.

$$\bar{V}_B = \bar{V}_A + \bar{V}_{BA} \quad (3.41)$$

(3.41) tenglamadagi $\bar{V}_A$ yuqorida (3.39) ifodada aniqlangan. $\bar{V}_{BA}$ B nuqta nisbiy tezlik vektorining harakat chizig'i kulisa 3 ning o'qiga parallel (3.4.a rasm). Tezliklar rejasida bu vektor (b) ga qarab yo'nalgan. B nuqta kulisaga xam tegishli, shuning uchun B nuqtaning tezlik vektori O_1 nuqtaning tezlik vektori bilan B nuqtaning O_1 nuqta atrofidagi nisbiy aylanma harakat tezlik vektorlarining geometrik yig'indisidan iborat.

$$\bar{V}_B = \bar{V}_{O_1} + \bar{V}_{BO_1} \quad (3.42)$$

(3.42) ifodadagi $\bar{V}_{O_1}$ ning qiymati nolga teng. Shuning uchun $\bar{V}_{O_1}$ nuqta vektor hisoblanadi va u tezliklar rejasida polyus bilan ustma ust tushadi.

$\bar{V}_{BO_1}$ vektorning harakat chizig'i koromislo 3 o'qiga perpendikulyar bo'lib, u tezliklar rejasida v nuqtaga qarab yo'nalgan (3.4.b rasm). (3.41) va (3.42) ifodalarni birgalikda yechish B nuqta tezlik vektorining harakat chizig'i va yo'nalishini aniqlash imkonini beradi.

(3.40) tenglikni hisobga olib, $(pa)=50mm$ qabul qilamiz va tezliklar masshtab koeffitsientini aniqlaymiz.

$$\mu_v = \frac{V_A}{pa} = \frac{2,1}{50} = 0,042 \left[\frac{m/s}{mm} \right]$$

(3.39), (3.41), (3.42) vektor tenglamalarni birgalikda yechib tezliklar rejasini quramiz. (3.4.b rasm). Tezliklar rejasida kesmalarni o'lchab mexanizm xarakterli nuqtalarning haqiqiy tezliklarini aniqlaymiz.

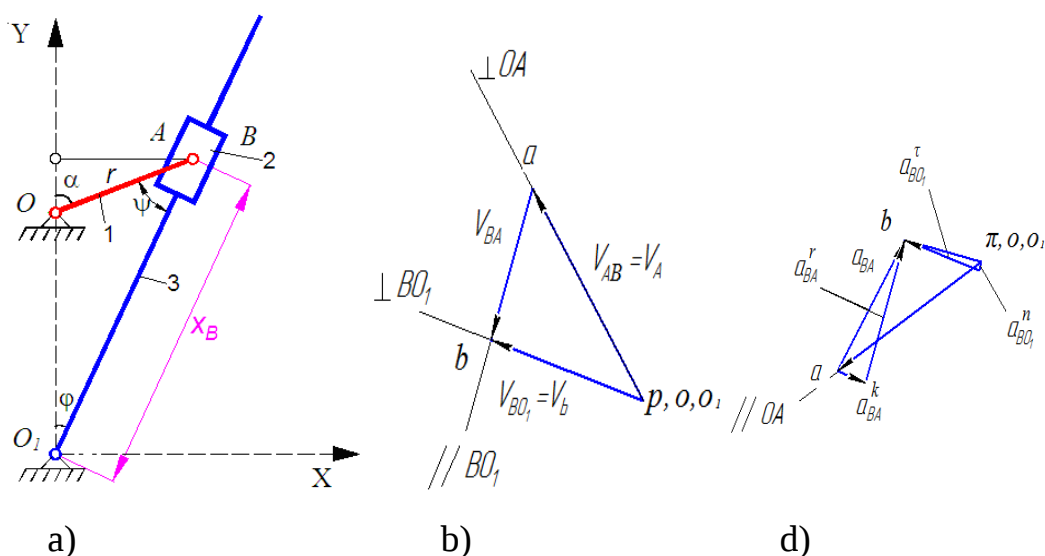
$$\begin{cases} V_B = (pb) \cdot \mu_v = 17,4280 \cdot 0,042 = 0,73m/s \\ V_{BA} = (ab) \cdot \mu_v = 33 \cdot 0,042 = 1,384m/s \end{cases} \quad (3.43)$$

Kulisa 3 va polzun 2 ning burchak tezligi

$$\omega_2 = \omega_3 = \frac{V_{BO_1}}{l_{BO_1}} = \frac{0,73}{1,067} = 0,684s^{-1} \quad (3.44)$$

Tezliklar rejasidagi (3.4. b rasm) $\vec{V}_{BO_1}$ tezlik vektorining yo'nalishi kulisa 3 va polzun 2 ning burchak tezligining yo'nalishini belgilaydi. Bunda krivoship 1 va polzun 2 orasidagi bog'lanish (B sharnir) olinadi. Shunda B nuqta kulisa 3 va polzun 2 bilan birgalikda qo'zg'almas O_1 nuqta atrofida $\vec{V}_{BO_1}$ tezlik vektori bilan bir tomonga yo'naladi. Paydo bo'lgan bu yo'nalish kulisa 3 bilan polzun 2 ning burchak tezligining aylanish yo'nalishi hisoblanadi.

Kulisali mexanizmning tezlanishlar rejasini qurish uchun vektor tenglamalarni tuzamiz. A nuqtaning tezlanish vektori- O nuqtaning tezlanish vektori bilan A nuqtaning O nuqta atrofida nisbiy aylanish tangensial tezlanish va normal tezlanish vektorlarining geometrik yig'indisidan iborat.



3.4 - rasm. Kulisali mexanizm: a)-mexanizmni kinemati xemasi; b)-tezliklar rejasi; d)-tezlanishlar rejasi (1-krivoship, 2-tosh, 3-kulisa).

$$\vec{a}_A = \vec{a}_O + \vec{a}_{AO}^n + \vec{a}_{AO}^{\tau} \quad (3.45)$$

(3.45) tenglikdagi ($\vec{a}_O = 0$). Sababi, O nuqta qo'zg'almas bo'lganligi uchun $\vec{a}_O$ tezlanish rejasidagi polyus (π) bilan ustma ust tushadi. Normal (markazga intiluvchi) tezlanish esa quyidagicha aniqlanadi.

$$a^n_{AO} = \omega_1^2 \cdot l_{OA} = 20,93^2 \cdot 0,2 = 87,61 \text{ m/s}^2 \quad (3.46)$$

(3.46) tenglamadagi normal tezlanish a^n_{AO} ning yo‘nalishi krivoshipning o‘qiga parallel, bu vektor mexanizm rasmida (3.4.a rasm) A nuqtadan O nuqtaga tomon yo‘nalgan. Tezlanishlar rejasida esa polyus (π) dan a tomon yo‘nalgan. Masalaning birinchi sharti bo‘yicha krivoshipning burchak tezligi ω_1 o‘zgarmas bo‘lganligi sababli (3.45) tenglikdagi tangensial (aylanma) tezlanishning qiymati $\bar{a}^\tau_{AO} = 0$ nolga teng va u $\bar{a}^n_{AO}$ tezlanish vektorining uchida joylashadi.

Polzun 2 ga tegishli B nuqtaning tezlanish vektori B nuqtaning A nuqta atrofida nisbiy harakatdagi Koriolis ($\bar{a}^k_{BA}$) hamda radial ($\bar{a}^r_{BA}$) tezlanishlarining geometrik yig‘indisidan tashkil topadi.

$$\bar{a}_B = \bar{a}_A + \bar{a}^r_{BA} + \bar{a}^k_{BA} \quad (3.47)$$

(3.47) dagi $\bar{a}_A$ yuqorida (3.45) tenglamada ifodalangan. Kariolis tezlanishi ($\bar{a}^k_{BA}$) ning ta'sir chizig‘i va yo‘nalishi $\bar{V}_{BA}$ nisbiy tezlik vektorini krivoship aylanish tomoni bo‘ylab 90° ga burish usuli bilan aniqlanadi. Bunda Koriolis ($\bar{a}^k_{BA}$) tezlanish tezlanishlar rejasida a nuqtadan n_1 nuqta tomon yo‘nalgandir (3.4. s rasm). (3.47) tenglikdagi radial $\bar{a}^r_{BA}$ tezlanish vektorining ta'sir chizig‘i koriolis ($\bar{a}^k_{BA}$) tezlanish vektoriga perpendikulyar yoki kulisa (3) ning o‘qiga parallel joylashadi. Tezlanishlar rejasida $\bar{a}^r_{BA}$ n_1 dan b nuqtaga tomon yo‘nalgan.

Kulisa 3 ga tegishli B nuqtaning tezlanish vektori- O_1 nuqta atrofidagi nisbiy aylanma harakatidan paydo bo‘ladigan normal va tangensial tezlanishlarning geometrik yig‘indisidan iborat.

$$\bar{a}_B = \bar{a}_{O_1} + \bar{a}^n_{BO_1} + \bar{a}^\tau_{BO_1} \quad (3.48)$$

(3.48) tenglikdagi $\bar{a}_{O_1} = 0$ O_1 nuqtaning tezlanishi nolga teng. Shuning uchun u polyus (π) bilan ustma ust tushadi. (3.48) dagi normal $\bar{a}^n_{BO_1}$ tezlanishning ta'sir chizig‘i kulisa 3 ning o‘qiga parallel. Bu vektor mexanizm rasmida B nuqtadan O_1

nuqtaga tomon yoʻnalgan. Tezlanishlar rejasida esa bu vektor polyus (π) dan n_2 nuqtaga qarab yoʻnalgan (3.4. s rasm).

Tangensial $\overline{a}_{BO_1}^{\tau}$ tezlanish vektorining ta'sir chizig'i kulisa 3 o'qiga perpendikulyar. Tezlanishlar rejasida bu vektor n_2 nuqtadan b nuqtaga qarab yoʻnalgan. Koriolis tezlanishning qiymati

$$a_{BA}^k = 2\omega_2 \cdot V_{BA} = 2 \cdot 10,54 \cdot 20,2 = 42,58 \text{ m/s}^2 \quad (3.49)$$

Normal tezlanishning qiymati

$$\overline{a}_{BO_1}^n = \frac{V_B^2}{l_{BO_1}} = \frac{3,6^2}{0,35} = 38,9 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad (3.50)$$

(3.46) ifodani hisobga olib $(\pi a) = 50 \text{ mm}$ qabul qilib tezlanishlar masshtabini aniqlaymiz.

$$\mu_a = \frac{a_{AO}^n}{(\pi a)} = \frac{87,61}{50} = 1,54 \left[\frac{\text{m/s}^2}{\text{mm}} \right] \quad (3.51)$$

tezlanishlar rejasida $\overline{a}_{BA}^k$ va $\overline{a}_{BO_1}^n$ kesmalarning uzunligini quyidagicha topamiz.

$$\overline{an_1} = \frac{a_{BA}^k}{\mu_a} = \frac{42,58}{1,54} = 28 \text{ mm} \quad (3.52)$$

$$\overline{\pi n_2} = \frac{a_{BO_1}^n}{\mu_a} = \frac{38,9}{1,54} = 25 \text{ mm} \quad (3.53)$$

(3.45), (3.47) va (3.48) vektor tenglamalarni birgalikda yechib tezlanishlar rejasini quramiz (3.4. rasm).

Tezlanishlar rejasida mos ravishdagi kesmalarni o'lchab, mexanizm xarakterli nuqtalarning tezlanishlarini topamiz.

$$\begin{cases} a_B = (\pi b) \cdot \mu_a = 25 \cdot 1,54 = 38,51 \text{ m/s}^2 \\ a_{BA}^{\tau} = (n_1 b) \cdot \mu_a = 24 \cdot 1,54 = 36,96 \text{ m/s}^2 \\ a_{BO_1}^{\tau} = (n_2 b) \cdot \mu_a = 4 \cdot 1,54 = 6,16 \text{ m/s}^2 \\ a_{BA} = (ab) \cdot \mu_a = 35 \cdot 1,54 = 53,9 \text{ m/s}^2 \end{cases} \quad (3.54)$$

Kulisali mexanizmni kinematik taxlildan malum bo'ldiki, krivoship o'zgaras burchak tezlik bilan aylanadi. Shuning uchun uning tangensial (urinma) tezlanish vektori xamda burchak tezlanishlari nolga tengdir.

$$\varepsilon_1 = \frac{a_{AO}^r}{l_{AO}} = 0 \quad (3.55)$$

$$\varepsilon_2 = \varepsilon_3 = \frac{a_{BO_1}^r}{l_{BO_1}} = 17,6s^{-2} \quad (3.56)$$

Polzun (2) va kulisa (3) larning burchak tezlanishlarini quyidagicha topamiz.

Tezlanishlar rejasidan olingan $a_{BO_1}^r$ ning yo'nalishi polzun (2) va kulisa (3) larning burchak tezlanishlari yo'nalishlarini ko'rsatadi. Bunda krivoship 1 va polzun 2 orasidagi bog'lanish uzilib, V nuqta qo'zg'almas O_1 nuqta atrofida $a_{BO_1}^r$ tezlanish vektori yo'nalishi bo'yicha harakatlantiriladi. Hosil qilingan yo'nalish kulisa va polzunning burchak tezlanishlarining yo'nalishini ko'rsatadi.

3.3-§. Tekis richagli mexanizmlarni analitik usul bilan kinematik tahlil etish

Aylanma harakat qilayotgan n zvenoning burchak tezligi quyidagi bog'liqlik bilan aniqlanadi:

$$\omega_n = \frac{d\varphi_n}{dt} = \frac{d\varphi_n}{dt} \frac{d\varphi_1}{d\varphi_1} = \omega_1 \frac{d\varphi_n}{d\varphi_1} = \omega_1 \varphi'_n \quad (3.57)$$

(3.57) formuladagi $\frac{d\varphi_n}{d\varphi_1} = \varphi'_n$ – o'lchamsiz kattalik bo'lib, u n -zvenosining burchak tezligi analogidir; ω_1 – yetakchi zvenoning burchak tezligi.

(3.57) tenglamani vaqt bo'yicha differensiallab n -zvenoning burchak tezlanishi aniqlanadi.

$$\varepsilon_n = \frac{d\omega_n}{dt} = \frac{d\omega_1}{dt} \frac{d\varphi_n}{d\varphi_1} + \omega_1 \frac{d^2\varphi_n}{d\varphi_1^2} \frac{d\varphi_1}{dt} = \omega_1^2 \varphi''_n + \varepsilon_1 \varphi'_n \quad (3.58)$$

(3.58) ifodadagi $\frac{d^2\varphi_n}{d\varphi_1^2}$ – n zveno burchak tezlanishining analogi, u o'lchamsizdir; ε_1 – yetakchi zvenoning burchak tezlanishi.

Ilgarilanma harakatlanayotgan zvenoning tezligi quyidagi formula bilan aniqlanadi:

$$v_n = \frac{dx_n}{dt} = \frac{dx_n}{dt} \frac{d\varphi_1}{d\varphi_1} = \omega_1 \frac{dx_n}{d\varphi_1}, \quad (3.59)$$

Bunda $\frac{dx'_n}{d\varphi_1} = x''_n$ - n zvenoning tezlik analogi, o'lchami uzunlik o'lchamida.

Ilgarilanma harakatdagi zvenoning tezlanishi quyidagi formula bilan aniqlanadi

$$a_n = \frac{dv_n}{dt} = \omega_1 \frac{dx'_n}{d\varphi_1} + x'_n \frac{d\varphi_1}{dt} = \omega_1^2 x''_n + \varepsilon_1 x'_n \quad (3.60)$$

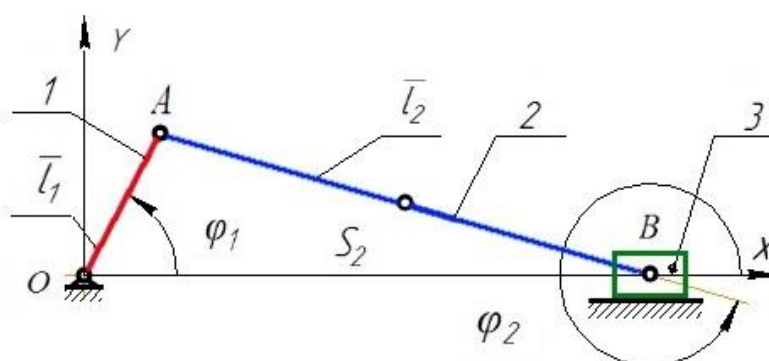
Bunda $\frac{dx'_n}{d\varphi_1} = x''_n$ - n zvenosining tezlanish analogi,

Kinematik tahlilga kirish, analoglar tushunchasi mexanizm geometrik xususiyatlarini kinematik xususiyatlardan ajratadi.

Krivoship-polzunli mexanizm

Quyida aksial krivoship-polzunli mexanizmni analitik usul bilan kinematik tahlil qilish namunasi keltirilgan.

Ushbu mexanizmni kinematik tahlil qilish uchun uning zvenolari va nuqtalarining siljish, tezlik va tezlanishlarini aniqlash zarur.



3.5-rasm. Aksial krivoship-polzunli mexanizm

(1-krivoship, 2-shatun, 3-polzun).

Zvenolarning siljish, tezlik va tezlanishlarini aniqlash uchun yopiq konturli vektorlar [1] usulidan foydalanamiz. Kontur OAB vektorlar yig'indisi $l_1 + l_2 = x$ bu vektorlarni OX va OY o'qlariga proeksiyalab quyidagiga ega bo'lamiz.

$$\left. \begin{aligned} l_1 \cos \phi_1 + l_2 \cos \phi_2 &= x_c \\ l_1 \sin \phi_1 + l_2 \sin \phi_2 &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (3.61)$$

(3.61) ning ikkinchi tenglamasidan quyidagi ifodani yozamiz

$$\sin \phi_2 = -\frac{l_1 \sin \phi_1}{l_2}. \quad (3.62)$$

l_2 vektorini 1 va 4 chorakda bo'lishini ko'rish qiyinmas, ya'ni $\cos \phi_2$ doimo musbat (3.62) tenglamadan polzunning funktsiya holati x_c ning qiymatini aniqlaymiz.

$$x_c = l_1 \cos \phi_1 + l_2 \sqrt{1 - \left(\frac{l_1 \sin \phi_1}{l_2} \right)^2}. \quad (3.63)$$

Ba'zi hollarda polzun funktsiya holati qiymatini mexanizmning o'ng tomon chetki holatidan o'lchash qulay

$$x_c = (l_1 + l_2) - l_1 \cos \phi_1 - l_2 \sqrt{1 - \left(\frac{l_1 \sin \phi_1}{l_2} \right)^2}.$$

Quyidagicha belgilashni qabul qilamiz $\lambda = l_1/l_2$. Ushbu ifodani etiborga olib

$$\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \phi_1} = (1 - \lambda^2 \sin^2 \phi_1)^{\frac{1}{2}} = 1 - \frac{1}{2} \lambda^2 \sin^2 \phi_1 - \frac{1}{8} \lambda^4 \sin^4 \phi_1 - \dots$$

Agar bu qatorning dastlabki ikki hadi bilan chegaralanib va

$$\sin^2 \phi_1 = \frac{(1 - \cos 2\phi_1)}{2} \quad \text{ni etiborga olsak, unda tenglamani quyidagicha}$$

yo'zishimiz mumkin.

$$x_c = l_2 \left[\left(1 + \frac{\lambda}{4} \right) - \left(\cos \phi_1 + \frac{\lambda}{4} \cos 2\phi_1 \right) \right] \quad (3.64)$$

Polzunning tezlik va tezlanish analoglari uchun ifodalar quyidagicha yozilishi

mumkin.

$$x'_c = l_1 \left(\sin \phi_1 + \frac{\lambda}{2} \sin 2\phi_1 \right);$$

$$x''_c = l_1 (\cos \phi_1 + \lambda \cos 2\phi_1).$$

Shatunning burilish burchagi

$$\phi_2 = \arcsin(-\lambda \sin \phi_1).$$

Shatun burchak tezligining analogi quyidagi formula bilan aniqlanadi

$$\varphi_2' = \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} = \frac{-\lambda \cos \varphi_1}{\cos \varphi_2}.$$

Shatun burchak tezlanishining analogi ushbu formula orqali aniqlanadi

$$\varphi_2'' = \frac{d^2\varphi_2}{d\varphi_1^2} = \frac{\lambda \sin \varphi_1}{\cos \varphi_2} - \frac{\lambda^3 \cos \varphi_1 \sin \varphi_1}{\cos^3 \varphi_2}.$$

Shatun og'irlik markazining funksiya holati proeksiyasi ushbu ko'rinishga ega

$$x_{S2} = l_1 \cos \varphi_1 + l_{AS2} \cos \varphi_2;$$

$$y_{S2} = l_{BS2} \sin \varphi_2$$

Shatun og'irlik markazining tezlik analogi proeksiyasi quyidagi ko'rinishga ega bo'ladi

$$x_{S2}' = -l_1 \sin \varphi_1 - l_{AS2} \varphi_2' \sin \varphi_2;$$

$$y_{S2}' = l_{BS2} \varphi_2' \cos \varphi_2.$$

Shatun og'irlik markazining tezlanish analogi proeksiyasi quyidagicha

$$x_{S2}'' = -l_1 \cos \varphi_1 - l_{AS2} \varphi_2'' \sin \varphi_2 - l_{AS2} (\varphi_2')^2 \cos \varphi_2;$$

$$y_{S2}'' = l_{BS2} \varphi_2'' \cos \varphi_2 - l_{BS2} (\varphi_2')^2 \sin \varphi_2.$$

Polzunning haqiqiy tezligi va tezlanishini $\omega_1 = \text{const}$, $\varphi_1 = \omega_1 \cdot t$ bo'lganda quyidagi ifoda orqali yozish mumkin.

$$v_C = \omega_1 l_1 (\sin \varphi_1 + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi_1), \quad (3.65)$$

$$a_C = \omega_1^2 l_1 (\cos \varphi_1 + \lambda \cos 2\varphi_1). \quad (3.66)$$

$\omega_1 = \text{const}$, $\varphi_1 = \omega_1 \cdot t$ bo'lganda shatunning haqiqiy burchak tezligi va burchak tezlanishi ushbu ifoda bilan belgilanadi.

$$\omega_2 = \frac{-\lambda \omega_1 \cos \varphi_1}{\cos \varphi_2}, \quad (3.67)$$

$$\varepsilon_2 = \frac{\lambda \omega_1^2 \sin \varphi_1}{\cos \varphi_2} - \frac{\lambda^3 \omega_1^2 \cos \varphi_1 \sin \varphi_1}{\cos^3 \varphi_2} \quad (3.68)$$

hatun og'irlik markazi proeksiyasining $\omega_1 = \text{const}$, $\varphi_1 = \omega_1 \cdot t$ bo'lgandagi ko'rinishi quyidagi ifoda bilan belgilanadi

$$v_{S2X} = -l_1 \omega_1 \sin \varphi_1 - l_{AS2} \omega_1 \varphi_2' \sin \varphi_2;$$

$$v_{S2Y} = l_{BS2} \omega_1 \varphi_2' \cos \varphi_2.$$

Shatun og'irlik markazi haqiqiy tezlanishi proeksiyasi uchun ifoda ushbu ko'rinishga ega.

$$a_{S2X} = -l_1 \omega_1^2 \cos \varphi_1 - l_{AS2} \omega_1^2 \varphi_2'' \sin \varphi_2 - l_{AS2} \omega_1^2 (\varphi_2')^2 \cos \varphi_2;$$

$$a_{S2Y} = l_{BS2} \omega_1^2 \varphi_2'' \cos \varphi_2 - l_{BS2} \omega_1^2 (\varphi_2')^2 \sin \varphi_2.$$

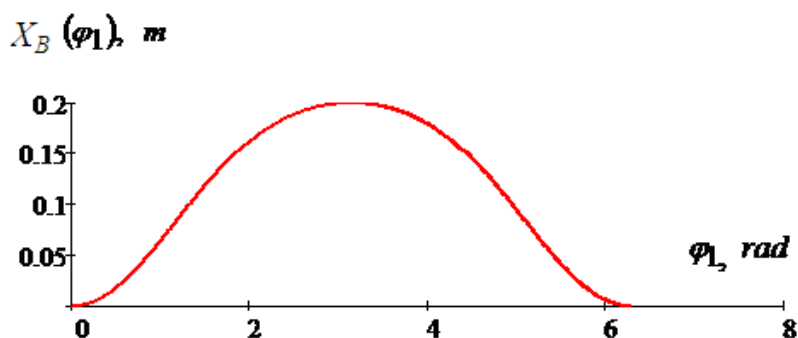
Shatun og'irlik markazi S_2 ning to'liq tezlanishi quyidagi ifoda bilan aniqlanadi.

$$v_{S2} = \sqrt{v_{S2X}^2 + v_{S2Y}^2},$$

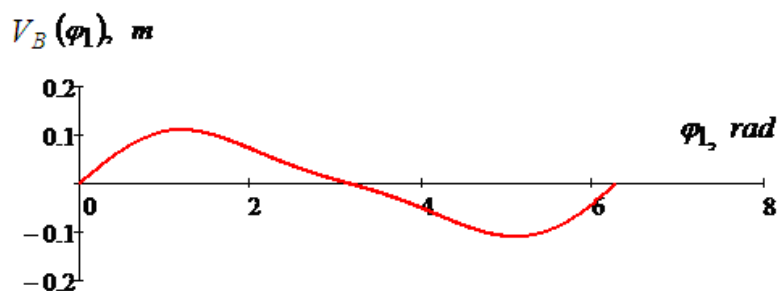
$$a_{S2} = \sqrt{a_{S2X}^2 + a_{S2Y}^2}$$

(3.57) - (3.68) tenglamalarni Math CAD dasturi yordamida yechish qulay [4].

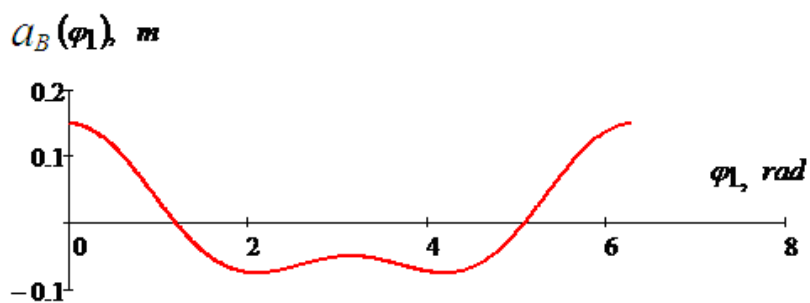
Quyida krivoship-polzunli mexanizm kinematik parametrlari hisobining natijalari keltirilgan.



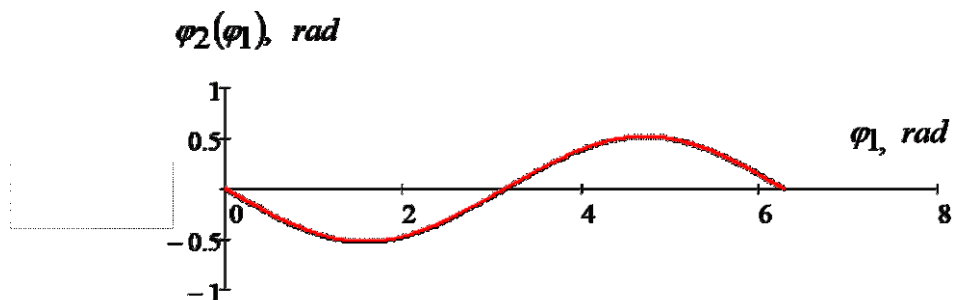
3.6-rasm. Polzun siljishining o'zgarish qonuniyati



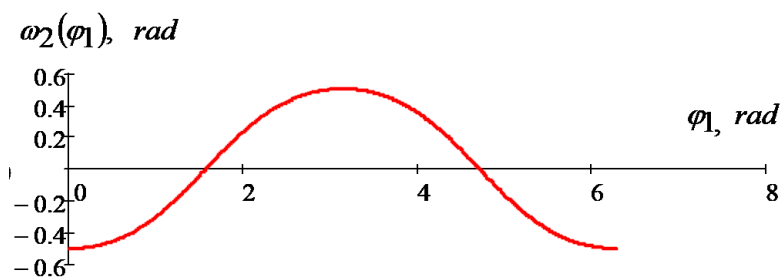
3.7-rasm. Polzun chiziqli tezligining o'zgarish qonuniyati



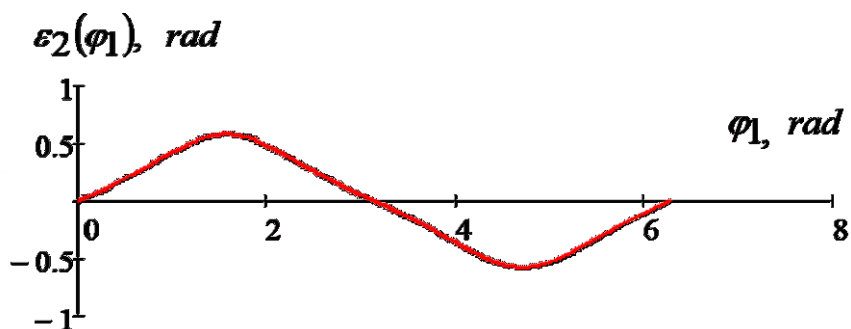
3.8-rasm. Polzun chiziqli tezlanishining o'zgarish qonuniyati



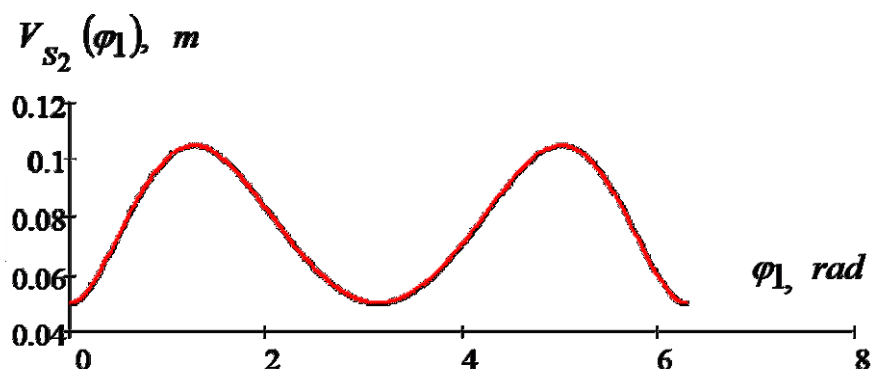
3.9-rasm. Shatun burchak siljishining o'zgarish qonuniyati



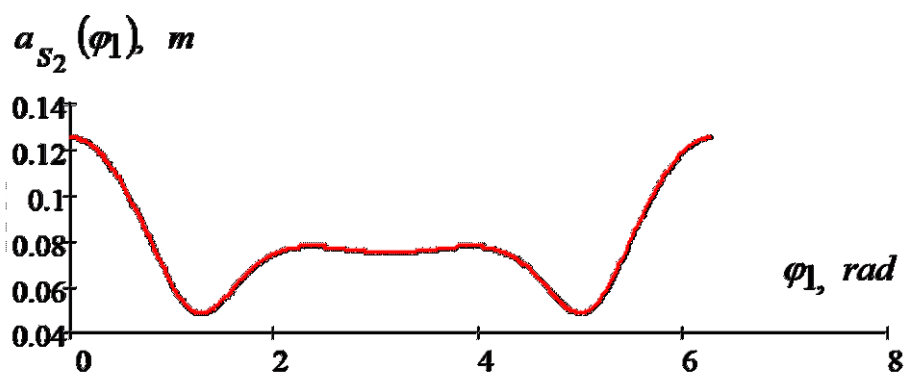
3.10-rasm. Shatun burchak tezligining o'zgarish qonuniyati.



3.11-rasm. Shatun burchak tezlanishining o'zgarish qonuniyati



3.12-rasm. Shatun chiziqli tezligining o'zgarish qonuniyati

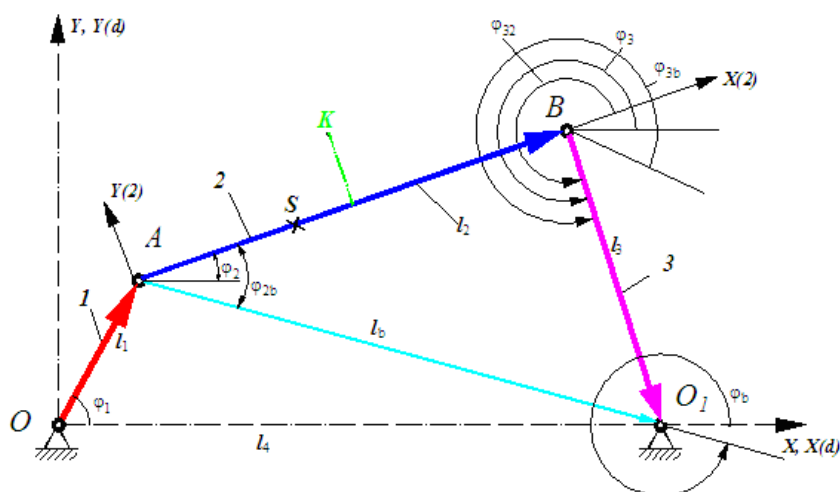


3.13-rasm. Shatun chiziqli tezlanishining o'zgarish qonuniyati

To'rt zvenolii sharnirli mexanizm

To'rt zvenoli sharnirli mexanizm krivoshipning aylanma harakatini koromislarning tebranma xarakatiga aylantirib berish uchun mo'ljallangan (3.14-rasm). Ushbu mexanizmning kinematik parametrlarini aniqlaymiz.

OXY koordinatalar sistemasi $Ax^{(d)}y^{(d)}$ sistemaga mos keladi va $x_K^{(2)}, y_K^{(2)}$ koordinatalar bilan berilgan K nuqta joylashgan 2 – zveno bilan bog'langan.



3.14-rasm. To'rt zvenolii sharnirli mexanizm (1-krivoship, 2-shatun, 3-koromislo, 4-tayanch).

Vektor tenglamalari quyidagicha yoziladi:

$$\bar{l}_2 + \bar{l}_3 = \bar{l}_b; \quad \bar{l}_a + \bar{l}_b = \bar{l}_d,$$

Va
$$\bar{l}_1 + \bar{l}_b = \bar{l}_4; \quad \bar{l}_1 + \bar{l}_2 + \bar{l}_3 = \bar{l}_4.$$

Tenglamalardan oxirgisi OXY koordinatalar sistemasining koordinata o'qlariga proektsiyalanadi.

$$\begin{aligned} l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \cos \varphi_2 + l_3 \cos \varphi_3 &= l_4 \cos \varphi_4 = l_4; \\ l_1 \sin \varphi_1 + l_2 \sin \varphi_2 + l_3 \sin \varphi_3 &= l_4 \sin \varphi_4 = 0, \end{aligned} \quad (3.69)$$

bu yerda $\varphi_4 = 0$.

Struktura guruhining asosiy vektori $\bar{l}_b$ ning V va D nuqtalarini koordinatalari quyidagicha:

$$x_B = l_1 \cos \varphi_1; \quad y_B = l_1 \sin \varphi_1; \quad x_D = l_4; \quad y_D = 0.$$

Asosiy vektorning koordinata o'qlaridagi proektsiyalari $\bar{l}_{bx}$ va $\bar{l}_{by}$ ning uzunliklari

$$l_{bx} = x_D - x_B = l_4 - l_1 \cos \varphi_1; \quad l_{by} = y_D - y_B = -l_1 \sin \varphi_1.$$

Asosiy vektor $\bar{l}_b$ ning uzunligi

$$l_b = \sqrt{(l_4 - l_1 \cos \varphi_1)^2 + (-l_1 \sin \varphi_1)^2}, \text{ yoki } l_b = l_1 \sqrt{1 + \lambda_4^2 - 2\lambda_4 \cos \varphi_1}, \quad (3.70)$$

bu yerda $\lambda_4 = \frac{l_4}{l_1}$. Asosiy vektor $\bar{l}_b$ ning yoʻnaltiruvchi burchagi φ_b

$$\operatorname{tg} \varphi_b = \frac{y_D - y_B}{x_D - x_B} = \frac{-l_1 \sin \varphi_1}{l_4 - l_1 \cos \varphi_1} = \frac{\sin \varphi_1}{\lambda_4 - \cos \varphi_1}.$$

Ikki povodokli guruhning 2 va 3 zvenolari bilan bogʻlangan $\bar{l}_2$ va $\bar{l}_3$ vektorlarning holati asosiy vektor $\bar{l}_b$ ga nisbatan φ_{2b} va φ_{3b} burchaklar bilan $\triangle BCD$ dan kosinuslar teoremasi boʻyicha aniqlanadi.

$$\cos \varphi_{2b} = \frac{l_2^2 + l_b^2 - l_3^2}{2l_2 l_b}.$$

$$\lambda_2 = \frac{l_2}{l_1}, \quad \lambda_3 = \frac{l_3}{l_1}, \quad \lambda_b = \frac{l_b}{l_1} = \sqrt{1 + \lambda_4^2 - 2\lambda_4 \cos \varphi_1}, \quad \text{belgilashlarni kiritib}$$

quyidagicha tenglamani yozish mumkin.

$$\cos \varphi_{2b} = \frac{\lambda_2^2 + \lambda_b^2 - \lambda_3^2}{2\lambda_2 \lambda_b} = \frac{\lambda_2^2 + 1 + \lambda_4^2 - 2\lambda_4 \cos \varphi_1 - \lambda_3^2}{2\lambda_2 \sqrt{1 + \lambda_4^2 - 2\lambda_4 \cos \varphi_1}};$$

$$\cos \varphi_{3b} = \frac{l_b^2 + l_3^2 - l_2^2}{2l_b l_3} = \frac{\lambda_b^2 + \lambda_3^2 - \lambda_2^2}{2\lambda_b \lambda_3}.$$

Sinuslar teoremasi boʻyicha

$$\sin \varphi_{32} = \frac{l_b}{l_3} \sin \varphi_{2b} = \frac{\lambda_b}{\lambda_3} \sin \varphi_{2b}.$$

$\bar{l}_2$ va $\bar{l}_3$ vektorlarning yoʻnaltiruvchi φ_2 va φ_3 burchaklari quyidagi ifodadan aniqlanishi mumkin

$$\varphi_2 = \varphi_b + \varphi_{2b}; \quad \varphi_3 = \varphi_b + \varphi_{3b}.$$

Maʼlum oʻzgartirishlardan soʻng φ_2 , φ_3 ning qiymatlari ushbu tenglamalar orqali aniqlanadi.

$$\varphi_2 = \arctg \left(-\frac{\sin \varphi_1}{\lambda_4 - \cos \varphi_1} \right) + \arccos \frac{1 + \lambda_2^2 + \lambda_4^2 - \lambda_3^2 - 2\lambda_4 \cos \varphi_1}{2\lambda_2 \sqrt{1 + \lambda_4^2 - 2\lambda_4 \cos \varphi_1}} \quad (3.71)$$

$$\varphi_3 = \arctg \left(-\frac{\sin \varphi_1}{\lambda_4 - \cos \varphi_1} \right) + \arccos \frac{1 + \lambda_3^2 + \lambda_4^2 - \lambda_2^2 - 2\lambda_4 \cos \varphi_1}{2\lambda_3 \sqrt{1 + \lambda_4^2 - 2\lambda_4 \cos \varphi_1}} \quad (3.72)$$

nuqta (ikki povodokli guruhning ichki sharniri) ning koordinatalari

$$\begin{aligned}x_C &= l_1(\cos \varphi_1 + \lambda_2 \cos \varphi_2); \\y_C &= l_1(\sin \varphi_1 + \lambda_2 \sin \varphi_2).\end{aligned}$$

Shatun o'qida $l_{BS} = \lambda_{S2} l_2 = \lambda_{S2} \cdot \lambda_2 \cdot l_1$ masofada joylashgan nuqtaning koordinatalari

$$\begin{aligned}x_S &= l_1(\cos \varphi_1 + \lambda_{S2} \lambda_2 \cos \varphi_2); \\y_S &= l_1(\sin \varphi_1 + \lambda_{S2} \lambda_2 \sin \varphi_2).\end{aligned}$$

Shatun 2 bilan bog'langan $B_x^{(2)} y^{(2)}$ koordinatalar sistemasida $x_K^{(2)}$ va $y_K^{(2)}$ koordinatalarga ega bo'lgan va shatun bilan qo'zg'almas bog'langan K nuqtaning koordinatalari

$$\begin{aligned}x_K &= l_1 \cos \varphi_1 + x_K^{(2)} \cos \varphi_2 - y_K^{(2)} \sin \varphi_2; \\y_K &= l_1 \sin \varphi_1 + x_K^{(2)} \sin \varphi_2 + y_K^{(2)} \cos \varphi_2.\end{aligned}$$

$$u_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} \quad \text{va} \quad u_{31} = \frac{\omega_3}{\omega_1} \quad \text{uzatish nisbatlarini aniqlash uchun (3.71)- (3.72)}$$

ifodalarni umumlashgan koordinata φ_1 bo'yicha differensiyalanadi:

$$\begin{aligned}u_{21} &= \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} = \frac{d\varphi_b}{d\varphi_1} + \frac{d\varphi_{2b}}{d\varphi_1}; \\u_{31} &= \frac{\omega_3}{\omega_1} = \frac{d\varphi_3}{d\varphi_1} = \frac{d\varphi_b}{d\varphi_1} + \frac{d\varphi_{3b}}{d\varphi_1}.\end{aligned} \tag{3.73}$$

(3.69) tenglamani differensiyallab quyidagiga ega bo'linadi:

$$\begin{aligned}\omega_1 l_1 \sin \varphi_1 + \omega_2 l_2 \sin \varphi_2 + \omega_3 l_3 \sin \varphi_3 &= 0; \\ \omega_1 l_1 \cos \varphi_1 + \omega_2 l_2 \cos \varphi_2 + \omega_3 l_3 \cos \varphi_3 &= 0\end{aligned}$$

yoki

$$\begin{aligned}\sin \varphi_1 + u_{21} \lambda_2 \sin \varphi_2 + u_{31} \lambda_3 \sin \varphi_3 &= 0; \\ \cos \varphi_1 + u_{21} \lambda_2 \cos \varphi_2 + u_{31} \lambda_3 \cos \varphi_3 &= 0.\end{aligned} \tag{3.74}$$

Bu sistema noma'lum bo'lgan u_{21} va u_{31} larga nisbatan chiziqlidir. Chiziqli tenglamalar sistemasining aniqlovchisini D bilan belgilab so'ngra uni aniqlash mumkin

$$D = \begin{vmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \lambda_2 \sin \varphi_2 & \lambda_3 \sin \varphi_3 \\ \lambda_2 \cos \varphi_2 & \lambda_3 \cos \varphi_3 \end{vmatrix} = \lambda_2 \lambda_3 \sin \varphi_2 \cos \varphi_3 - \\ - \lambda_2 \lambda_3 \cos \varphi_2 \sin \varphi_3 = \lambda_2 \lambda_3 \sin(\varphi_2 - \varphi_3).$$

D_1 va D_2 aniqlovchilarni D dan noma'lum ustunlardagi ozod hadlardan tuzilgan koeffitsientlar bilan ustunlarni almashtirish orqali olinadi.

$$D_1 = \begin{vmatrix} -\sin \varphi_1 & \lambda_3 \sin \varphi_3 \\ -\cos \varphi_1 & \lambda_3 \cos \varphi_3 \end{vmatrix} = -\lambda_3 \sin \varphi_1 \cos \varphi_3 + \lambda_3 \cos \varphi_1 \sin \varphi_3 = \\ = -\lambda_3 \sin(\varphi_1 - \varphi_3);$$

$$D_2 = \begin{vmatrix} -\sin \varphi_1 & \lambda_2 \sin \varphi_2 \\ -\cos \varphi_1 & \lambda_2 \cos \varphi_2 \end{vmatrix} = -\lambda_2 \sin(\varphi_1 - \varphi_2).$$

Sistemaning ildizini Kramer formulalari bo'yicha topiladi:

$$u_{21} = \frac{D_2}{D} = -\frac{\sin(\varphi_1 - \varphi_2)}{\lambda_3 \sin(\varphi_2 - \varphi_3)};$$

$$u_{31} = \frac{D_1}{D} = -\frac{\sin(\varphi_1 - \varphi_3)}{\lambda_2 \sin(\varphi_2 - \varphi_3)}.$$

Uzatishlar nisbati u_{21} va u_{31} larni (3.73) ifoda orqali aniqlanganda umumlashgan koordinata φ_1 funksiyasida quyidagilar olinadi

$$u_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{1}{\lambda_b^2} \left(1 - \lambda_4 \cos \varphi_1 - \frac{\lambda_4 (\lambda_3^2 - \lambda_2^2 + \lambda_b^2) \sin \varphi_1}{\sqrt{4\lambda_2^2 \lambda_b^2 - (-\lambda_3^2 + \lambda_2^2 + \lambda_b^2)^2}} \right);$$

$$u_{31} = \frac{\omega_3}{\omega_1} = \frac{1}{\lambda_b^2} \left(1 - \lambda_4 \cos \varphi_1 + \frac{\lambda_4 (\lambda_2^2 - \lambda_3^2 + \lambda_b^2) \sin \varphi_1}{\sqrt{4\lambda_3^2 \lambda_b^2 - (-\lambda_2^2 + \lambda_3^2 + \lambda_b^2)^2}} \right).$$

Zvenolarning burchak tezlanishlarini va mos ravishdagi uzatish fuksiyalarini aniqlash uchun (3.74) sistemani differensiyalanadi.

$$\begin{aligned} \omega_1^2 l_1 \cos \varphi_1 + \varepsilon_1 l_1 \sin \varphi_1 + \omega_2^2 l_2 \cos \varphi_2 + \varepsilon_2 l_2 \sin \varphi_2 + \\ + \omega_3^2 l_3 \cos \varphi_3 + \varepsilon_3 l_3 \sin \varphi_3 = 0; \end{aligned} \quad (3.75)$$

$$\begin{aligned} \omega_1^2 l_1 \sin \varphi_1 + \varepsilon_1 l_1 \cos \varphi_1 + \omega_2^2 l_2 \sin \varphi_2 + \varepsilon_2 l_2 \cos \varphi_2 + \\ + \omega_3^2 l_3 \sin \varphi_3 + \varepsilon_3 l_3 \cos \varphi_3 = 0. \end{aligned}$$

(3.75) – sistema izlanayotgan ε_2 va ε_3 qiymatlarga nisbatan chiziqlidir.

(3.75) – sistemani ayrim hollada $\left(\frac{\varepsilon_2}{\omega_1^2}\right)$ va $\left(\frac{\varepsilon_3}{\omega_1^2}\right)$ larga nisbatan o‘zgartiriladi.

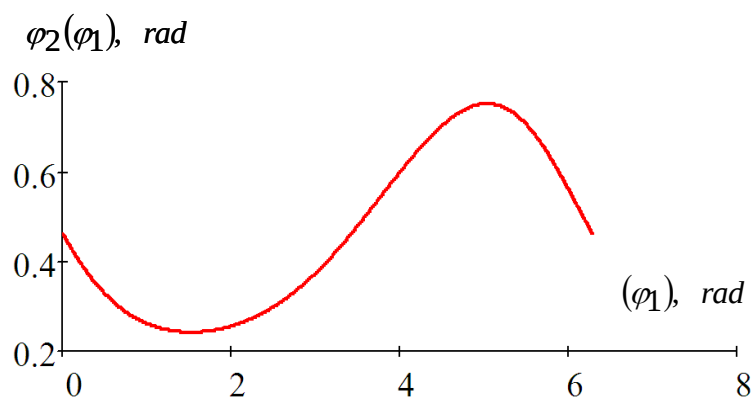
$$\begin{aligned}\frac{\varepsilon_2}{\omega_1^2} \lambda_2 \sin \varphi_2 + \frac{\varepsilon_3}{\omega_1^2} \lambda_3 \sin \varphi_3 &= -\cos \varphi_1 - \frac{\varepsilon_1}{\omega_1^2} \sin \varphi_1 - \\ &\quad - u_{21}^2 \lambda_2 \cos \varphi_2 - u_{31}^2 \lambda_3 \cos \varphi_3; \\ \frac{\varepsilon_2}{\omega_1^2} \lambda_2 \cos \varphi_2 + \frac{\varepsilon_3}{\omega_1^2} \lambda_3 \cos \varphi_3 &= -\sin \varphi_1 - \frac{\varepsilon_1}{\omega_1^2} \cos \varphi_1 - \\ &\quad - u_{21}^2 \lambda_2 \sin \varphi_2 - u_{31}^2 \lambda_3 \sin \varphi_3;\end{aligned}$$

bu sistemaning ildizlarini Kramer formulalari bo‘yicha aniqlanadi.

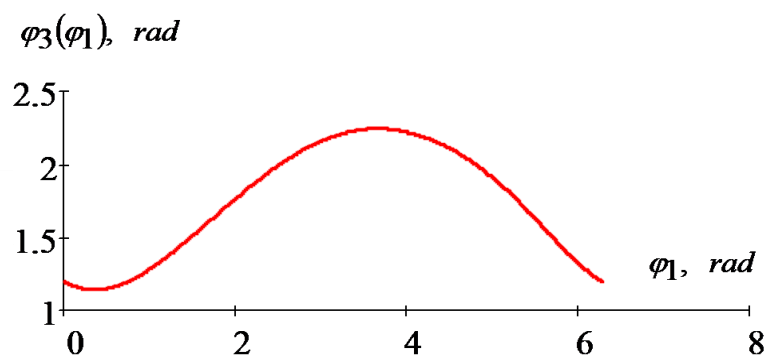
$$\begin{aligned}\varepsilon_2 &= \frac{\omega_1^2}{\lambda_2 \cdot \sin(\varphi_2 - \varphi_3)} \cdot \left(-\lambda_3 \cdot u_{31}^2 \cdot \cos 2\varphi_3 - \frac{\varepsilon_1}{\omega_1^2} \cdot \sin(\varphi_1 - \varphi_3) - \right. \\ &\quad \left. - \cos(\varphi_1 + \varphi_3) - \lambda_2 \cdot u_{21}^2 \cdot \cos(\varphi_2 + \varphi_3) \right) \\ \varepsilon_3 &= \frac{\omega_1^2}{\lambda_3 \cdot \sin(\varphi_2 - \varphi_3)} \cdot \left(\lambda_2 \cdot u_{21}^2 \cdot \cos 2\varphi_2 + \frac{\varepsilon_1}{\omega_1^2} \sin(\varphi_1 - \varphi_2) + \right. \\ &\quad \left. + \cos(\varphi_1 + \varphi_3) + \lambda_3 \cdot u_{31}^2 \cdot \cos(\varphi_2 + \varphi_3) \right)\end{aligned}\tag{3.76}$$

Yuqorida keltirilgan tenglamalarning yechimlarini topish uchun Math CAD dasturidan foydalanildi va EHM da yechildi. Natijalar quyida keltirilgan.

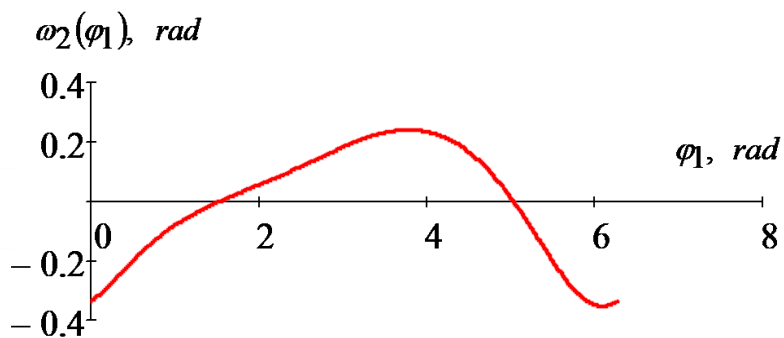
3.15-3.20 rasmlarda shatun va koromislarning burchak siljishi, tezlik va tezlanishlarining o‘zgarish qonuniyatlari keltirilgan.



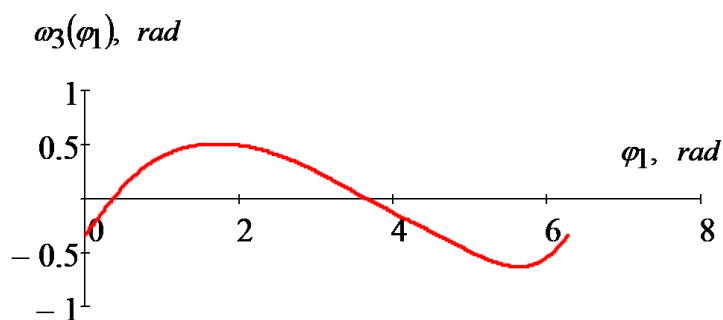
3.15-rasm. Shatun burchak siljishining o‘zgarish qonuniyati



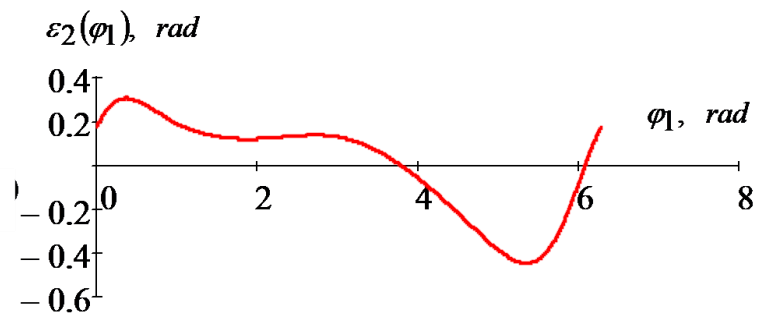
3.16-rasm. Koromislo burchak siljishining o'zgarish qonuniyati



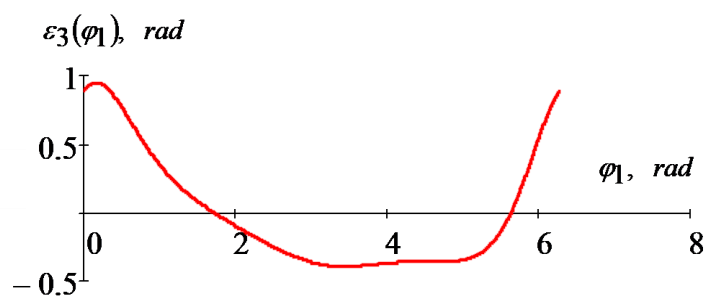
3.17-rasm. Shatun burchak tezligining o'zgarish qonuniyati.



3.18-rasm. Koromislo burchak tezligining o'zgarish qonuniyati.



3.19-rasm. Shatun burchak tezlanishining o'zgarishi qonuniyati



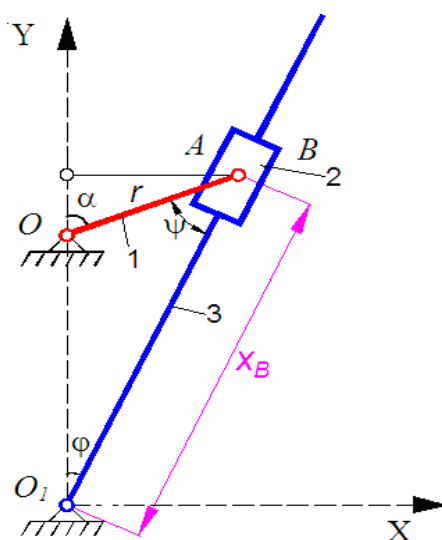
3.20-rasm. Koromislo burchak tezlanishining o'zgarish qonuniyati

Kulisali mexanizm

Krivoship-kulisali mexanizm – to'rt zvenolii richagli mexanizm bo'lib uning tarkibiga krivoship va kulisa kiradi (3.21- rasm).

Krivoship-kulisali mexanizm krivoshipning aylanma harakatini kulisaning aylanma yoki tebranma harakatiga aylantirib berish uchun, va teskarisi, kulisaning harakatini krivoshipning aylanma harakatiga o'zgartirib berish uchun xizmat qiladi.

Metall qirqish stanoklarida qo'llaniladigan olti zvenoli kulisali mexanizmlar (bo'ylama randalovchi, yoruvchi va boshqa stanoklar) murakkabroq bo'ladi. Kulisaning burchak siljishlari, tezliklari va tezlanishlarini aniqlash. Kulisa 3 ni (3.21-rasm) krivoship 1 va kulisa 3 aylanadigan markazlar A va markazlardan o'tuvchi chiziqdan hisoblanuvchi φ_3 burchak bilan koordinatsiyalash mumkin.



3.21-rasm. To'rt zvenoli kulisali mexanizm

(1- krivoship, 2-tosh, 3-kulisa).

Krivoship uzunligi OA ni kulisaning o'zgaruvchan uzunligi OV ni markazlardan o'tuvchi A chiziqqa proektsiyalab krivoshipning istalgan xolatidagi ma'lum burchak φ_1 bilan burchak φ_3 orasidagi bog'lanishini oson o'rnatish mumkin:

$$\operatorname{tg} \varphi_3 = \frac{r \sin \varphi_1}{e + r \cos \varphi_1}. \quad (3.77)$$

Agar $\lambda = e/r$, nisbatni kiritsak (3.77) tenglama quyidagi ko'rinishga keladi:

$$\operatorname{tg} \varphi_3 = \frac{\sin \varphi_1}{\lambda + \cos \varphi_1}.$$

undan

$$\varphi_3 = \arctg \left(\frac{\sin \varphi_1}{\lambda + \cos \varphi_1} \right). \quad (3.78)$$

λ ning qiymati bo'yicha kulisasi aylanuvchi yoki tebranuvchi kulisali mexanizmni olamiz. Tebranuvchi kulisa uchun $\varphi_3 < 90^\circ$ va $\operatorname{tg} \varphi_3 < \infty$, ya'ni maxraj φ_1 ning xech bir qiymatida nol qiymat olmaydi, $\lambda > 1$ bo'lishi kerak. Xuddi shu kabi mulohaza qilib aylanuvchi kulisa uchun $\lambda < 1$ ya'ni $e < r$.

(3.78) tenglamani differensiallab va $(d\varphi_1/dt) = \omega_1$ va $(d\varphi_3/dt) = \omega_3$ ifodalarni nazarda tutib, quyidagiga ega bo'lamiz:

$$\omega_3 = \omega_1 \frac{1 + \lambda \cos \varphi_1}{1 + 2\lambda \cos \varphi_1 + \lambda^2}. \quad (3.79)$$

Bundan uzatuvchi funksiya:

$$u_{31} = \frac{\omega_3}{\omega_1} = \frac{1 + \lambda \cos \varphi_1}{1 + 2\lambda \cos \varphi_1 + \lambda^2}. \quad (3.80)$$

Differensiallashni davom ettirib kulisaning burchak tezlanishini aniqlash uchun ifodani topamiz:

$$\varepsilon_3 = \varepsilon_1 u_{31} + \omega_1^2 u'_{31} \quad (3.81)$$

yoki

$$\varepsilon_3 = \varepsilon_1 \frac{1 + \lambda \cos \varphi_1}{1 + 2\lambda \cos \varphi_1 + \lambda^2} + \omega_1^2 \frac{\lambda(1 - \lambda^2) \sin \varphi_1}{(1 + 2\lambda \cos \varphi_1 + \lambda^2)^2}. \quad (3.82)$$

Agar kulisa bosh zveno bo'lsa va bir xil aylansa (nasos va rotorli dvigatellardagi kabi), unda $\omega_3 = \text{const}$ va $\varepsilon_3 = 0$ bo'ladi.

Bunday hol uchun krivoshipning burchak tezlanishi:

$$\varepsilon_1 = \frac{d\omega_1}{dt} = -\omega_1^2 \frac{\lambda(1-\lambda^2)\sin\varphi_1}{(1+\lambda\cos\varphi_1)(1+2\lambda\cos\varphi_1+\lambda^2)}. \quad (3.83)$$

(3.79) ifodadan ω_1 ning qiymatini qo'yib quyidagi natijani olamiz:

$$\varepsilon_1 = -\omega_3^2 \frac{\lambda(1-\lambda^2)\sin\varphi_1(1+2\lambda\cos\varphi_1+\lambda^2)}{(1+2\lambda\cos\varphi_1)^3}. \quad (3.84)$$

Agar krivoship OA bosh zveno bo'lsa, bunda $\omega_1 = \text{const}$, demak $\varepsilon_1 = (d\omega_1/dt) = 0$ bo'ladi va (2.62) formuladan kulisani burchak tezlanishi uchun quyidagi ifodani olamiz:

$$\varepsilon_3 = \omega_1^2 \frac{\lambda(1-\lambda^2)\sin\varphi_1}{(1+2\lambda\cos\varphi_1+\lambda^2)^2}. \quad (3.85)$$

Kulisa va toshning nisbiy siljishi, tezligi va tezlanishi. Dvigatel va nasos mexanizmlarida aksariyat ko'p holda faqat porshen (tosh -2) va silindr (kulisa-3) larning nisbiy yurishlarini, balki nisbiy siljishlarining o'zgarish qonunini ham topish talab qilinadi. Chunki unga gidravlik nasoslarda-masalan moyning notekis berilishi, xudi shuningdek silindrga nisbatan porshenning xarakatlanishidagi tezlik va tezlanishi bog'liq bo'ladi. Toshning kulisagi nisbatan xolatini x_B bilan koordinatsiyalash mumkin, va uni markazlararo masofa $CA=e$ va krivoship $OA=r$ larning kulisa yo'nalishiga proeksiyalarining yig'indisi sifatida ko'rish kerak:

$$x_B = e\cos\varphi_3 + r\cos\psi = e\left(\cos\varphi_3 + \frac{1}{\lambda}\cos\psi\right) \quad (3.86)$$

Bu yerda $\psi = \alpha - \varphi_3$ (3.86) formula va krivoship – polzunli mexanizm porsheni uchun koordinata $S_B = r(\cos\varphi + \cos\psi/\lambda)$ larni taqqoslab agar e ni r ga almashtirsak ularni o'zaro mosligini ko'rish mumkin.

Bu tabiiy bo'lib, agar krivoship-polzunli mexanizmda krivoshipni tayanch xolatiga keltirilsa undan kulisali mexanizmni hosil qilish mumkin.

Bosh zveno sifatida foydalaniladigan, $\omega_3 = \text{const}$ bo'lgan, aylanuvchi kulisali mexanizm uchun tosh va kulisaning nisbiy tezlik va tezlanishlarini aniqlashda

aniq formulalar $v_B = -r\omega_1 \frac{\sin(\varphi_3 + \psi)}{\cos\psi}$ va $a_B = -r\omega_1^2 \left[\frac{\cos(\varphi_3 + \psi)}{\cos\psi} + \lambda \frac{\cos^2 \varphi_3}{\cos^3 \psi} \right]$ dan

tashqari, yaqinlashtirilgan formulalar $v_B = -r\omega_1 \left(\sin \varphi_3 + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi_3 \right)$ va

$a_B = -r\omega_1^2 (\cos \varphi_3 + \lambda \cos 2\varphi_3)$ ni agar $\lambda = \frac{e}{r}$ yetarli darajada kam $\left(\lambda < \frac{1}{3,3} \right)$

bo'lsa qo'llash mumkin.

Bu quyidagicha amalga oshiriladi, ya'ni krivoship-polzunli mexanizmni kulisali mexanizmga aylantirish uchun barcha zvenolarga krivoshipning burchak tezligiga teng va unga teskari yo'nalgan burchak tezlikni berish kerak. Bunda krivoship-polzunli mexanizmning krivoshipi to'xtaydi, porshenning (endi kulisaning) yo'naltiruvchisi krivoshipning burchak tezligiga teng bo'gan, biroq unga teskari yo'nalgan holda aylanadi.

Agar kulisali mexanizmda krivoship OA bosh zveno bo'lsa tezlik va tezlanishlarni (3.86) tenglamani differensiallab aniqlash mumkin.

Birinchi bor differensiyalab quyidagiga ega bo'lamiz:

$$\frac{dx_B}{dt} = -e \left(\sin \varphi_3 \frac{d\varphi_3}{dt} + \frac{1}{\lambda} \sin \psi \frac{d\psi}{dt} \right) \quad (3.87)$$

Biroq $e \cdot \sin \varphi_3 = r \cdot \sin \psi$ yoki $\sin \psi = \lambda \cdot \sin \varphi_3$ bo'lganligi uchun

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\psi}{dt} \cos \psi &= \lambda \frac{d\varphi_3}{dt} \cos \varphi_3 \\ \frac{d\psi}{dt} &= \lambda \frac{d\varphi_3}{dt} \cdot \frac{\cos \varphi_3}{\cos \psi} \end{aligned} \right\} \quad (3.88)$$

(3.87) ifodadagi $\frac{d\psi}{dt}$ ni qiymatini (3.88) ifodadagi qiymati bilan almashtirib va o'zgartirishlar kiritib quyidagini hosil qilamiz:

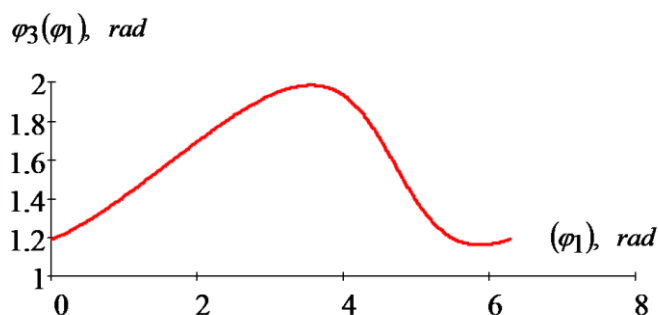
$$v_{23} = \frac{dx_B}{dt} = -e\omega_3 \frac{\sin \varphi_1}{\cos(\varphi_1 - \varphi_3)}, \quad (3.89)$$

Bu yerda $\omega_3 = \frac{d\varphi_3}{dt}$ - kulisaning burchak tezligi bo'lib uni (3.79) ifodadan va $\alpha_{\varphi_3} = \psi$; φ_3 lar (3.78) tenglamadan topiladi. Ikkinchi marta differensiyallab va o'zgartirishlar kiritib nisbiy tezlanishini aniqlaymiz

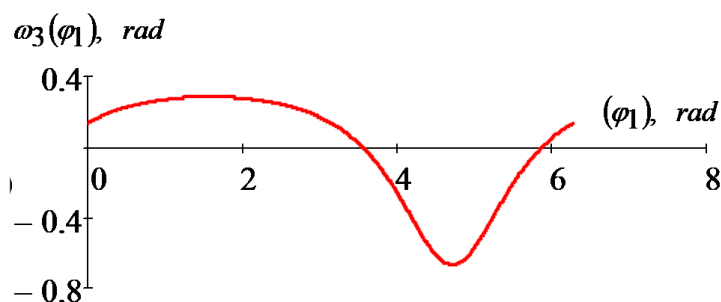
$$a_{23} = \frac{d^2 x_B}{dt^2} = -e \left[\varepsilon_3 \frac{\sin \varphi_1}{\cos(\varphi_1 - \varphi_3)} + \omega_3^2 \left(\frac{\cos \varphi_1}{\cos(\varphi_1 - \varphi_3)} + \lambda \frac{\cos^2 \varphi_1}{\cos^3(\varphi_1 - \varphi_3)} \right) \right]. \quad (3.90)$$

Bu tenglamada $\varepsilon_3 = \frac{d\omega_3}{dt}$ (3.81) ifodadan aniqlanadi.

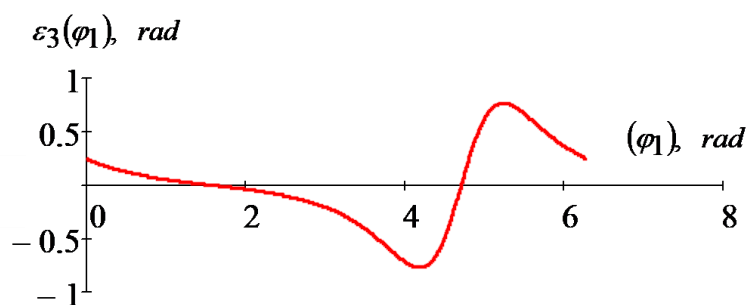
Kulisali mexanizmning kinematik parametrlarini EHM da hisoblash uchun yuqorida keltirilgan tenglamalar (3.79-3.90) Math CAD asosida dastur tuzildi. 3.22-3.24 rasmlarda kulisaning burchak siljishlari, tezlik va tezlanishlarini o'zgarish qonuniyatlari, 3.25-3.27 rasmlarda esa kulisali mexanizm toshining chiziqli siljishi, tezlik va tezlanishlarini o'zgarish qonuniyatlari ko'rsatilgan.



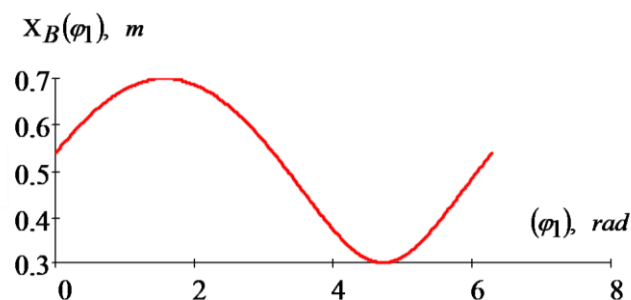
3.22-rasm. Kulisa burilish burchagining o'zgarish qonuniyati



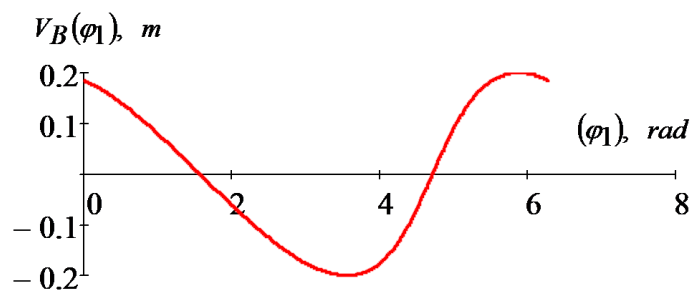
3.23-rasm. Kulisa burchak tezligining o'zgarish qonuniyati



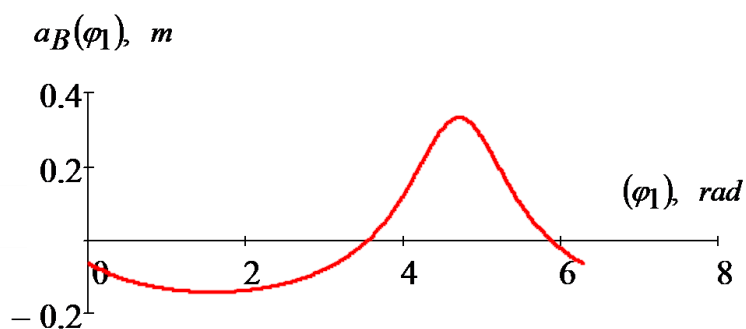
3.24-rasm. Kulisa burchak tezlanishining o'zgarish qonuniyati



3.25-rasm. Toshning chiziqli siljishini o'zgarish qonuniyati



3.26-rasm. Toshning chiziqli tezligini o'zgarish qonuniyati



3.27-rasm. Toshning chiziqli tezlanishini o'zgarish qonuniyati

Tayanch so'z va iboralar

1. Sterjenli mexanizm – mexanizm zvenolari asosan sterjen ko‘rinishida bo‘ladi.

2. Koromislo – qo‘zg‘almas nuqtaga nisbatan tebranma harakatlanadigan zveno.

3. Tosh – qo‘zg‘aluvchan yo‘nalishda harakatlanadigan zveno.

4. Kulisa – tosh uchun qo‘zg‘aluvchan yo‘nalish.

5. Sharnirli mexanizm – mexanizm tarkibidagi kinematik juftlar sharnirlardan iborat.

6. Polzunli mexanizm – bitta polzunga ega mexanizm.

7. Kulisali mexanizm – bitta kulisaga ega mexanizm.

8. Absolyut tezlik – bu tayanchga nisbatan nuqtaning tezligi.

9. Nisbiy tezlik – bu zvenodagi bir nuqtaning boshqa nuqtasiga nisbatan tezligi (shatun uchun).

10. Relyativ tezlik – bu bir zvenodagi nuqtaning boshqa zvenodagi mos ravishda tushgan nuqtasiga nisbatan tezligi (kulisali mexanizmlar uchun).

11. Tezlik rejasi – absolyut, nisbiy va relyativ tezlik vektorlaridan qurilgan ko‘pburchak; absolyut tezlik vektorlari tezliklar rejasidan qutb «p» dan chiqadi, bu vektorlarning oxirlarini birlashtiruvchi vektorlar nisbiy va relyativ tezlik hisoblanadi

12. Koriolis tezlanishning yo‘nalishi relyativ tezlikni kulisa aylanish tomoniga 90° burib topiladi.

Nazorat savollari

1. Mexanizmlar kinematik tahlilining maqsadi nimalardan iborat?
2. Mexanizmlar kinematik tahlilining qanday usullari mavjud?
3. To‘rt zvenoli mexanizm uchun nuqtalarning tezlanishini topish uchun vektor tenglamalarini yozing.
4. Porshenning analitik usulda tezlanishini toping (oddiy K.Sh.M. uchun).
5. Kulisali mexanizmga chizilgan sxema uchun qutb tezlanishlar planini chizing.

6. Mexanizmlarni grafik usulda kinematik tahlil qilish nimaga asoslangan va ularning tenglamasini yozing.

7. Kulisali mexanizm sxemasidagi S nuqtaning tezligini topish uchun vektor tenglamani yozing.

8. Krivoship – polzunli mexanizm shatunidagi S_2 nuqtani tezligi qanday aniqlanadi?

9. Tezlanishning masshtab koeffitsienti nima? Misol keltiring.

10. Porshenning o'rtacha tezligi va krivoshipning aylanish soniga qarab krivoship uzunligini toping.

11. Tezlik masshtab koeffitsienti nima? Misol keltiring.

12. Krivoship – polzunli mexanizmدا krivoship zvenosi bilan polzunning harakat o'qi 90° burchak hosil qilsa shatunning burchak tezligi qanday bo'ladi?

13. Agar tezlanish rejasi krivoship masshtabida chizilayotgan bo'lsa tezlanish masshtab koeffitsienti qanday aniqlanadi?

14. Gorizontall joylashgan krivoship-polzunli mexanizm porshenidagi B nuqtaning tezlanishini topish uchun vektor tenglama tuzing.

15. Agar tezlik rejasi krivoship masshtabida chizilayotgan bo'lsa, tezlik masshtab koeffitsienti qanday aniqlanadi? Misol keltiring.

16. Kulisali mexanizm sxemasi uchun kulisadagi nuqtaning tezlanishini topish uchun vektor tenglama tuzing.

17. Kinematik usul turlari. Ularning afzalligi va kamchiligi.

18. Shatunning burchak tezlanishi yo'nalishi qanday aniqlanadi? Misol keltiring.

19. Silindri gorizontall joylashgan K.Sh.M. uchun shatun tezligining qiymati va uning yo'nalishini qanday aniqlanadi?

20. Silindri gorizontall joylashgan K.Sh.M. uchun shatunning tezlanishini topish formulasi va uning yo'nalishini qanday topishni yozing.

21. Bosim burchagi haqida tushuncha.

22. Shatunga tegishli bo'lgan S_2 – nuqtaning tezligi qanday aniqlanadi? Misol keltiring.

23. To'rt zvenoli mexanizm uchun nuqtalarning tezligini topish uchun vektor tenglamalarini yozing.

24. Zvenoning tezlik vektor tenglamalar soni nimaga asoslanadi? Misol keltiring.

25. Zvenoning tezlanish vektor tenglamalari nimaga asoslanadi? Misol keltiring.

26. Zveno tezlashib yoki sekinlashib harakatlanishini qanday aniqlab bo'ladi? Misol keltiring.

27. Silindri vertikal joylashgan K.Sh.M. shatunining burchak tezligini aniqlang.

28. Silindri vertikal joylashgan K.Sh.M. ning shatunining burchak tezlanishini aniqlang.

4-BOB. MEXANIZM VA MASHINALARNING DINAMIK TAHLILI

4.1-§. Mexanizmlarni dinamik tahlili. Mexanizm zvenolariga ta'sir etuvchi kuchlar. Inersiya kuchlari va momentlari

“Nazariy mexanika” fanidan ma'lumki kinematika bo'limida nuqta va qattiq jismning mexanik harakati faqat geometrik nuqtai nazardan, ya'ni massalari va ta'sir etuvchi kuchlarga bog'liqsiz o'rganiladi. Dinamika bo'limida esa moddiy nuqta, moddiy nuqtalar sistemasi va absolyut qattiq jismlar harakati shu harakatni vujudga keltiruvchi kuchlar bilan birgalikda o'rganiladi.

Xuddi shunday mexanizmlar harakatini o'rganganimizda bu harakatlarni vujudga keltirgan kuchlar va momentlarni e'tiborga olmasdan mexanizm zvenolarining harakatini uning yetaklovchi zvenosi 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 zvenolariga, 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.

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 mexanizmni shartli ravishda muvozanat holatda deb qabul qilish mumkin.

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

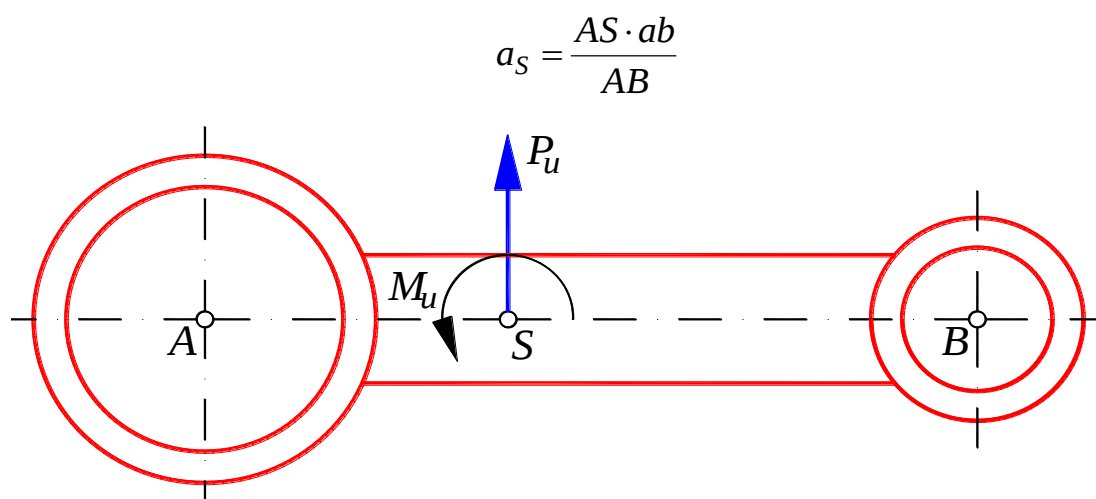
Ma'lumki, mexanizm zvenosi murakkab ravishda harakatlanayotgan bo'lsa, u holda uning og'irlik markaziga qo'yilgan inersiya kuchi F_u va inersiya kuchlarining momenti M_u lar mavjud bo'ladi. F_u kuch quyidagi formula bilan topiladi:

$$\bar{F}_u = -m\bar{a}_S \quad (4.1)$$

bu yerda, $\bar{F}_u - AB$ zveno inersiya kuchlarining vektori, N; m -zvenoning massasi, kg; $\bar{a}_S$ -og'irlik markazining tezlanish vektori, $[m/s^2]$.

Mexanizm zvenosining inersiya kuchini hisoblashni ko'rsatilgan zveno uchun olib boramiz (4.1-rasm).

AB zvenoning 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. Zveno og'irlik markazining tezlanishini topish uchun a va b nuqtalarni birlashtiramiz va bu kesmada S nuqtaning holatini aniqlaymiz.

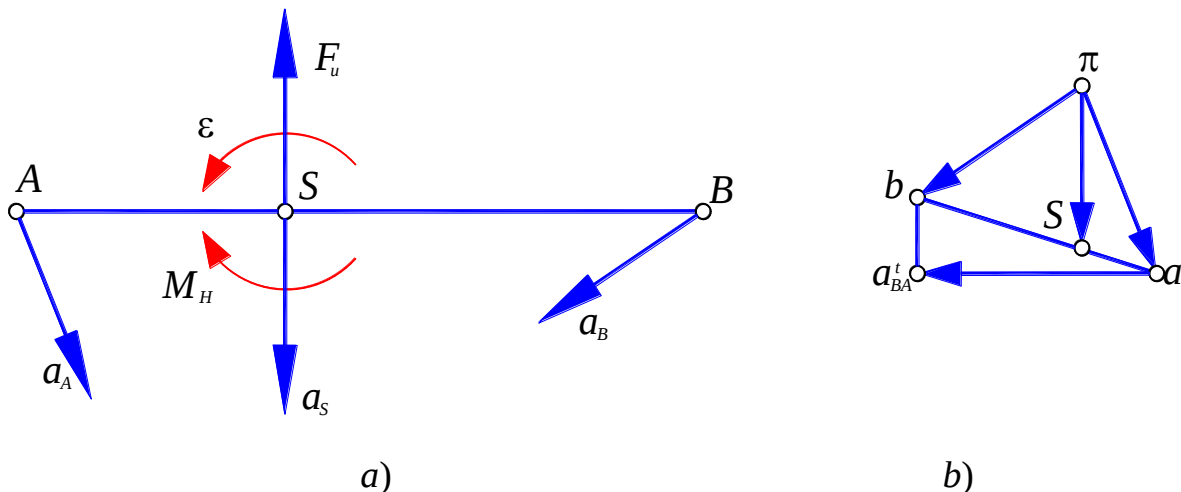


4.1-rasm. Zvenoga ta'sir etuvchi inersiya kuchi va momenti

Hosil bo'lgan S nuqtani π bilan birlashtirib, S nuqtaning to'la tezlanishini hosil qilamiz (4.2-rasm).

$$a_S = \pi S \cdot \mu_a \quad (4.2)$$

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



4.2-rasm: a)-zvenoga ta'sir etayotgan inersiya kuchi F_u va uning momenti M_u , zvenonin chiziqli tezlanishlari hamda burchak tezlanishi; b) zvenoning tezlanishlar rejasi.

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

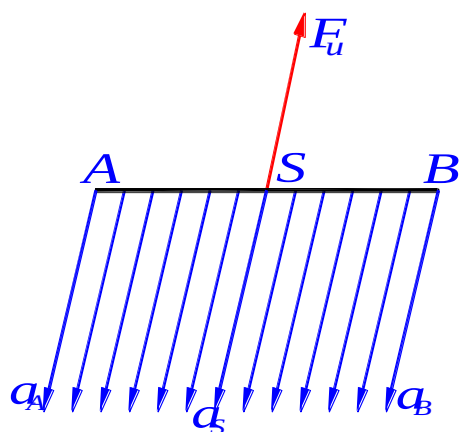
$$M_u = -I_S \varepsilon \quad (4.3)$$

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

$$|\varepsilon| = \frac{a_{AB}^t}{l_{AB}} = \frac{(n_{AB}b)\mu_a}{AB\mu_l}, \quad [s^{-2}] \quad (4.4)$$

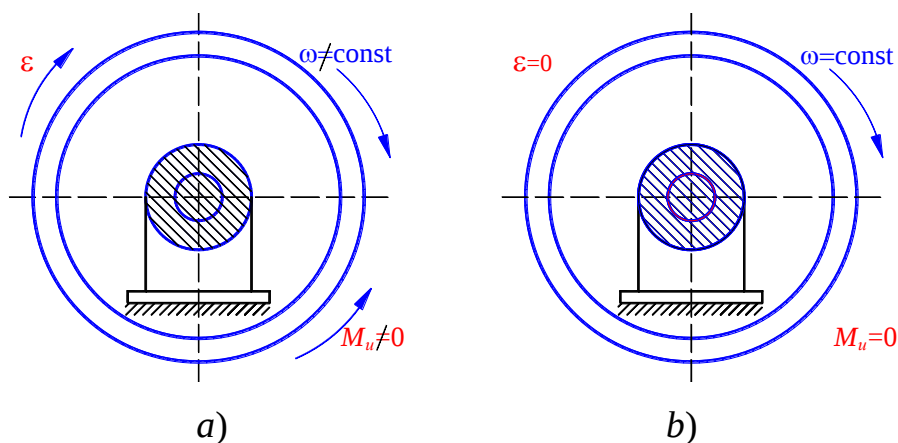
ε -yo'nalishi esa $n_{AB}b$ kesma orqali zvenoning harakatidagi ba'zi bir holatlarni ko'rib chiqamiz.

Agar zveno faqat ilgarilanma harakat qilsa, u holda bu zvenoning burchak tezlanishi $\varepsilon=0$ bo'ladi, ya'ni $F_u \neq 0$ $M_u=0$ bo'ladi (4.3-rasm).



4.3-rasm. Ilgarilanma harakatlanuvchi zveno

Agar zveno faqat aylanma harakat qilsa (4.4-rasm), u holda bu zvenoning 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.



4.4-rasm. Aylanma harakatdagi zveno: a)- burchak tezligi o'zgaruvchan; b)- burchak tezligi o'zgarmas.

4.4 a-rasmda burchak tezligi o'zgaruvchan aylanma harakatdagi zveno, 4.4 b-rasmda esa aksincha burchak tezligi o'zgarmas aylanma harakatdagi venolarning rasmlari ko'rsatilgan.

Agar zveno bir tekis aylanma harakat qilsa (4.4 b-rasm), ya'ni $\omega=const$ bo'lsa, u holda zvenoning og'irlik markazi S aylanish o'qi ustida yotgan holat uchun

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

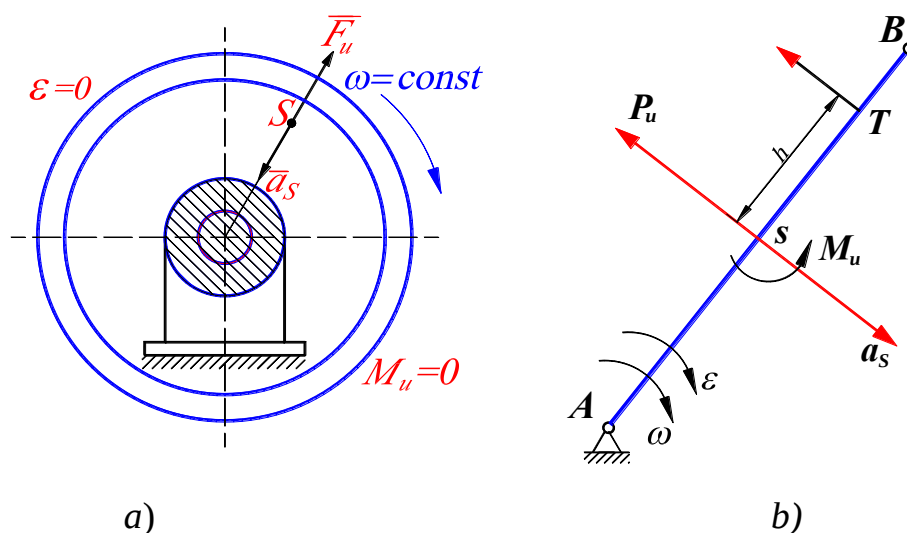
bo'ladi.

Agar bir tekis aylanma harakat qilayotgan zvenoning og'irlik markazi S aylanish o'qida yotmagan bo'lsa, u holda $F_u \neq 0$, $M_u = 0$ bo'ladi (4.5 a-rasm).

Yuqoridagilardan ko'rinib turibdiki 4.5-rasmda ko'rsatilgan tasvir eng ideal holatdir. Mashinalarni loyihalashda aylanma harakat qiluvchi zvenolar 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.

4.5 b-rasmda ko'rsatilgan zvenoning markazga qo'yilgan inersiya kuchini o'ziga parallel ravishda biron T nuqtaga ko'chiramiz.

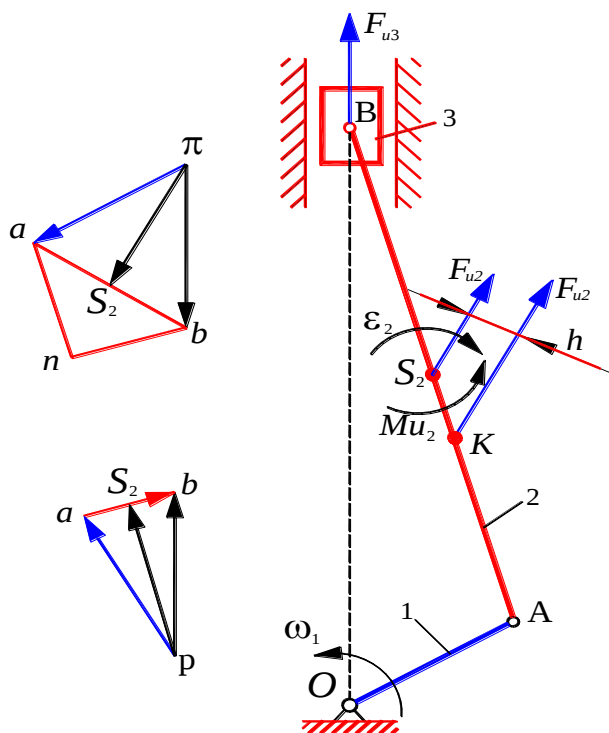


4.5-rasm: a)- Zvenoning og'irlik markazi S aylanish o'qida yotmagan; b)- zvenoning markazga qo'yilgan inersiya kuchini o'ziga parallel ravishda biron T nuqtaga ko'chirish.

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

$$h = \frac{M_u}{P_u \cdot \mu_l}$$

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



4.6-rasm. Krivoship-polzunli mexanizm zvenolariga ta'sir kuch va momentlar.

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

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

2-zveno uchun:

$$\begin{aligned} \left| F_{u_2} \right| &= m_2 a_{S_2} = m_2 \cdot \pi \mathcal{S}_2 \cdot \mu_a, \\ \left| M_{u_2} \right| &= I_{S2} \cdot \varepsilon_2 = \frac{nb \cdot \mu_a}{AB \cdot \mu_l} \cdot I_{S2} \end{aligned}$$

3-zveno uchun:

$$|F_{u_3}| = m_3 a_B = m_3 \cdot \pi b \cdot \mu_a, \quad M_u = 0.$$

Inersiya kuchlari F_u va inersiya momentlari M_u larning yo'nalishlarini yuqoridagi mulohazalarga asosan ko'rib chiqamiz. Zveno 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. (21) formulaga asosan

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

Bunday usul bilan topilgan nuqta zarba markazi deyiladi.

4.2-§. Mexanizmlarni kinetostatik hisoblash. Jukovskiy richagi

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 zvenolarida 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*.

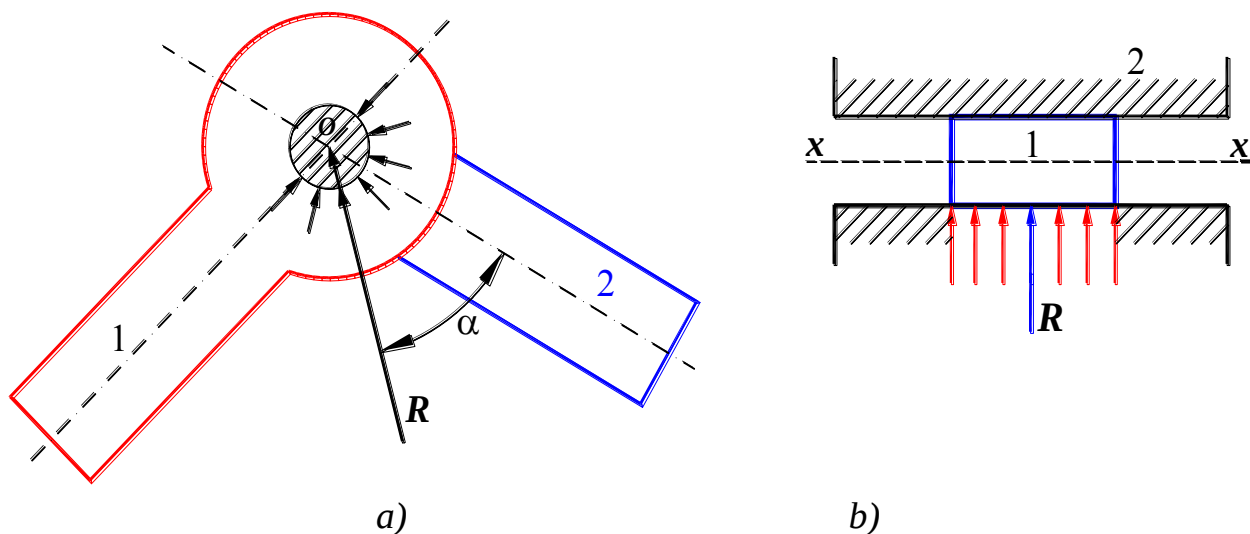
Ma'lumki tekis mexanizmlarda P_4 va P_5 , ya'ni V va IV -sinf kinematik juftlar mavjuddir. 4.8-rasmda IV -sinf kinematik juft va unda hosil bo'ladigan reaksiya kuchlari ko'rsatilgan.

4.7-rasm, 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.

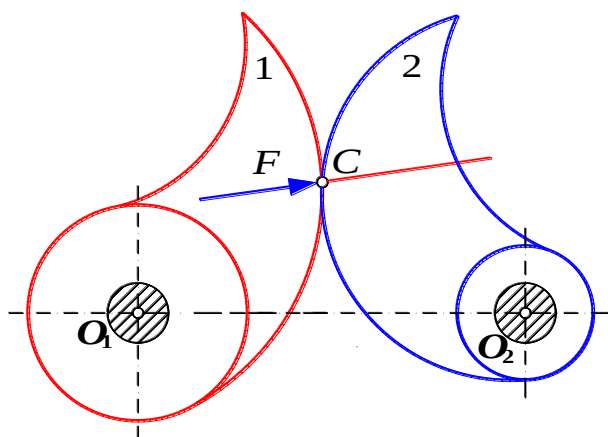
4.7-rasm, b) dagi ilgarilanma harakat qiluvchi V sinf kinematik juftda hosil bo'ladigan reaksiya kuchining qiymati R va y qo'yilgan nuqtaning koordinatasi noma'lumdir.

4.8-rasmda IV -sinf oliy kinematik jufti ko'rsatilgan. Oliy kinematik juftda reaksiya kuchi zvenolarning 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.



4.7-rasm: a)- aylanma harakat qiluvchi kinematik juft;
b)- ilgarilanma harakat qiluvchi kinematik juft.



4.8-rasm. IV-sinf oliy kinematik juft

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 zveno uchun uchta muvozanat tenglamalarni yozish mumkin.

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

$$3n = 2P_5 + P_4 \quad \text{yoki} \quad 3n - 2P_5 - P_4 = 0.$$

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

$$3n - 2P_5 = 0 \quad \text{bundan} \quad P_5 = \frac{3}{2}n$$

Demak, mexanizm tarkibiga kiruvchi Assur guruhleri statik aniq sistema ekanligi ko'rinib turibdi.

4.9-rasmda ko'rsatilgan krivoship-shatunli mexanizmni kinetostatik hisoblash kerak bo'lsin.

Berilganlar: mexanizmning zvenolari o'lchamlari, og'irliklari, yetaklovchi zveno burchak tezligi ω_1 , uning holati φ_1 , qarshilik kuchi P_K . Eng avvalo mexanizm zvenolarining 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. (4.9 e -rasm) da ko'rsatilgan Assur guruhidagi B nuqtasiga ta'sir etuvchi kuchni qulaylik uchun ikkita tashkil etuvchiga ajratib olamiz R_{12}^n, R_{12}^r .

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

$$\sum M_C = R_{12}^t l_{BC} - M_{u_2} - F_{u_2} h \mu_l + Q_2 h_2 \mu_l = 0 \quad (4.5)$$

bu ifodadan

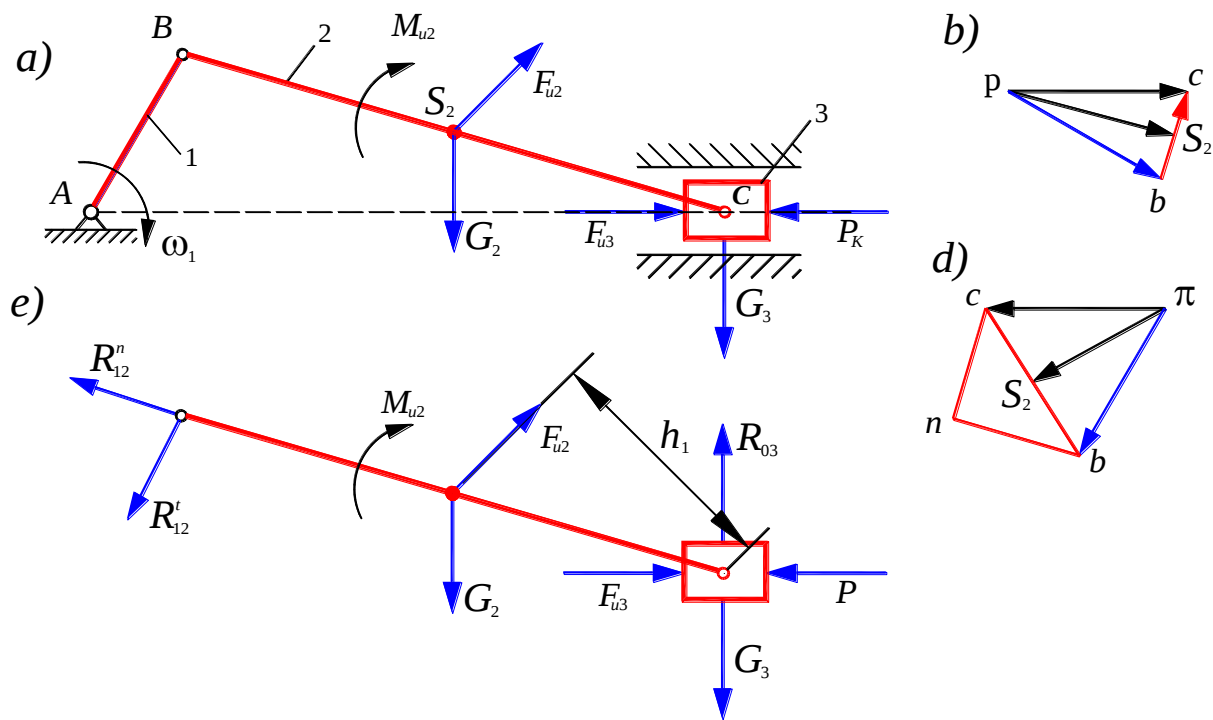
$$R_{12}^t = \frac{M_{u_2} + F_{u_2} h \mu_l - Q_2 h_2 \mu_l}{l_{BC}} \quad (4.6)$$

Agar (4.6) dan topilgan R_{12}^r ning qiymati manfiy bo'lsa, u holda 4.9-rasmdagi R_{12}^r ning ko'rsatkichini teskari tomonga qarab yo'naltirish kerak.

Assur guruhi uchun D'Alamber tamoyiliga binoan quyidagini yozamiz:

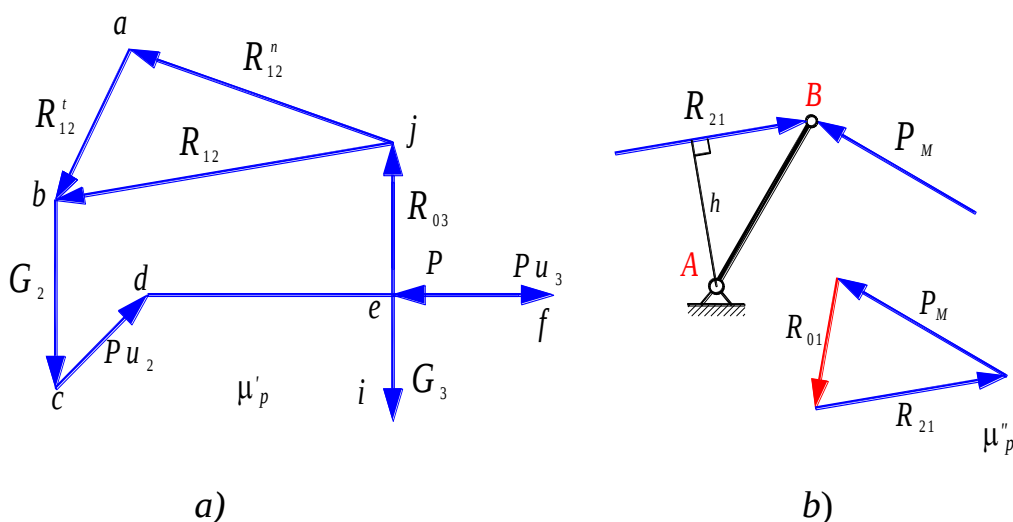
$$\vec{R}_{12}^n + \vec{R}_{12}^t + \vec{F}_{u2} + \vec{Q}_2 + \vec{F}_{u3} + \vec{P}_K + \vec{Q}_3 + \vec{R}_{03} = 0 \quad (4.7)$$

(4.7) 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 (4.10 a-rasm).



4.9-rasm: a)-mexanizm tasviri; b)- tezliklar rejasi; d)- tezlanishlar rejasi;e)- Assur guruhiga ta'sir etuvchi kuch va oentlar.

So'ngra kattaligi noma'lum bo'lgan R_{12}^n , R_{03} kuchlarni (ularni yo'nalishlari ma'lum) yo'nalishlari o'zaro kesishguncha davom 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'sirini porshen 3 ga ta'sir etuvchi kuchlar vektorlarining konturini yopib topish mumkin. Katetlari R_{12}^n , R_{12}^t kuchlardan tashkil topgan uchburchakning gipotenuzasi R_{12} ni beradi.



4.10-rasm: a) Kuchlar ko'pburchagi;

b) yetaklovchi zvenoni kuchga hisoblash.

Yetaklovchi zveno 1 ni kuchga hisoblaymiz. Buning uchun unga ta'sir etuvchi hamma kuchlarni, R_{12} reaksiya kuchini ham olib kelaymiz (4.10 b-rasm). 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 ikkitadir. 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 ushbu tenglamadan topiladi.

$$P_M \cdot AB = R_{21} \cdot h$$

So'ngra AB zveno uchun kuchlar ko'pburchagini quramiz.

$$\overline{P}_M + \overline{R}_{21} + \overline{R}_{01} = 0$$

Yuqoridagi vektor tenglamaga asosan yopiq kuchlar ko'pburchagini qursak (4.10. b-rasm), noma'lum bo'lgan reaksiya kuchi R_{01} ni topamiz.

4.3-§. Mexanizmning dinamik modeli. Keltirilgan kuchlar va momentlar

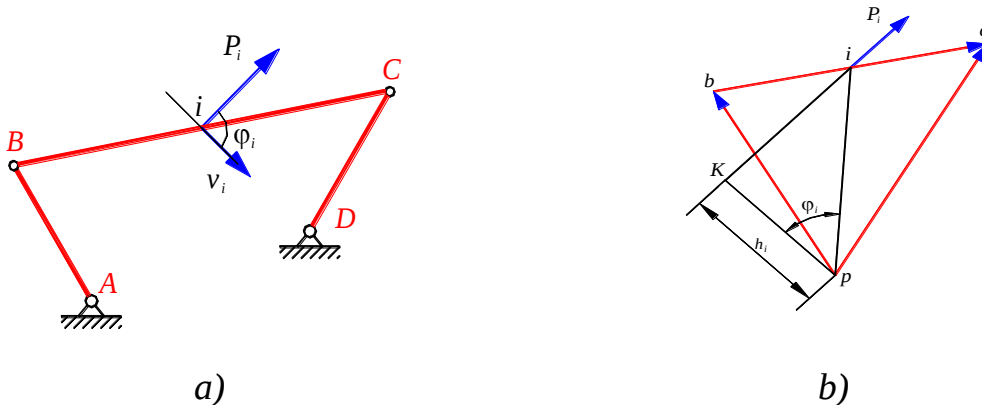
Yuqorida keltirilgan masalalarning ichida eng murakkab muammo bu berilgan kuchlarning quvvatini hisoblashdir. Bu muammoni Jukovskiyning «richagi» yordamida hisoblash ancha qulaylik tug'diradi. Berilgan mexanizm BC zvenoning i nuqtasiga P_i kuchi qo'yilgan bo'lsin (4.11-rasm).

Bu kuchning quvvati quyidagicha aniqlanadi:

$$N_i = P_i \cdot v_i \cos \varphi_i \quad (4.8)$$

bu yerda, φ_i - P_i va v_i lar orasidagi burchakdir. Quvvat ifodasi (4.8) ni quyidagicha yozishimiz mumkin

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



4.11-rasm: a)- sharnirli to'rt zvenoli mexanizm;
b)- burilgan tezliklar rejasi.

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

ΔPKI dan

$$PK = h_i = (PI) \cos \varphi$$

$$N_i = P_i \cdot h_i \cdot \mu_v = M(P_i) \quad (4.9)$$

Yuqoridagi formula (4.9) dan shuni ko'rish mumkinki, berilgan kuchning quvvatini topish uchun eng avvalo burilgan 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 mexanizmga ta'sir etayotgan kuchning quvvatini beradi.

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

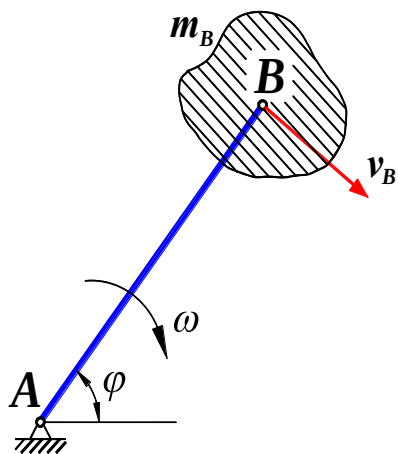
Ko‘pincha bunday zveno uchun aylanma harakat qiluvchi yetaklovchi zvenoni tanlash maqsadga muvofiq bo‘ladi. Yuqorida qayd etilgan uslub kuchlarni (momentlarni) va massalarni (inersiya momentlarini) *keltirish uslubi deyiladi*.

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 zveno *keltirish zvenosi*, nuqta esa *keltirish nuqtasi deyiladi*.

Keltirish zvenosiga keltirilgan kuchning bajargan ishi yoki quvvati qolgan hamma kuchlarning bajargan ishi yoki quvvatlari yig‘indisiga tengdir, ya‘ni

$$A_{kel} = \sum A_i \quad \text{yoki} \quad N_{kel} = \sum N_i \quad (4.10)$$

Keltirish zvenosining tasviri 4.12-rasmida ko‘rsatilgan.



4.12- rasm. Keltirish zvenosining tasviri

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

$$N_{kel} = P_{kel} \cdot v_B = M_{kel} \cdot \omega \quad (4.11)$$

bu yerda, P_{kel} -keltirilgan kuch; M_{kel} -keltirilgan moment; v_B -keltirish nuqtasining tezligi; ω -keltirish zvenosining burchak tezligi.

Yuqoridagi (4.11) dan

$$P_{kel} = \frac{N_{kel}}{v_B} = \frac{\sum N_i}{v_B} \quad (4.12)$$

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

$$\sum N_i = \sum P_i \cdot v_i \cdot \cos \alpha_i + \sum M_i \cdot \omega_i \quad (4.13)$$

bu yerda, P_i, M_i -i zvenoga qo'yilgan kuch va moment;

v_i, ω_i -i zvenoning chiziqli va burchak tezliklari;

α - P_i va v_i orasidagi burchak.

(4.13) ning qiymatini (4.11) va (4.12) larga qo'ysak

$$P_{kel} = \sum P_i \frac{v_i \cdot \cos \alpha_i}{v_B} + \sum M_i \cdot \frac{\omega_i}{v_B} \quad (4.14)$$

$$M_{kel} = \sum P_i \frac{v_i \cdot \cos \alpha_i}{\omega} + \sum M_i \cdot \frac{\omega_i}{\omega} \quad (4.15)$$

Yuqorida keltirilgan (4.14) va (4.15) lardan ko'rinadiki, keltirilgan kuch P_{kel} va keltirilgan moment M_{kel} lar mexanizmning holatlariga va mexanizm zvenolarining uzatish nisbatlariga bog'liqdir.

4.4-§. Keltirilgan massa va inertsia momenti tushunchalari

Keltirilgan massa va keltirilgan inersiya momentlarining kinetik energiyasi mexanizm zvenolari kinetik energiyalarining yig'indisiga teng.

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

$$T_i = \frac{1}{2} m_i v_i^2 + \frac{1}{2} I_i \omega_i^2 \quad (4.16)$$

bu yerda, T_i, i -zvenoning kinetik energiyasi;

m_i, I_i -i-zvenoning massasi va inersiya momenti;

v_i, ω_i -i- zvenoning chiziqli va burchak tezligidir.

(4.16) 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 zvenosi 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 zvenosining chiziqli va burchak tezliklari. U holda

$$m_{kel} = \sum m_i \left(\frac{v_i}{v} \right)^2 + \sum I_i \left(\frac{\omega_i}{\omega} \right)^2 \quad (4.17)$$

$$I_{kel} = \sum m_i \left(\frac{v_i}{\omega} \right)^2 + \sum I_i \left(\frac{\omega_i}{\omega} \right)^2 \quad (4.18)$$

Yuqoridagi (4.17) va (4.18) 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:

$$I_{kel} = m_{kel} \cdot l_{AB}^2 \quad (4.19)$$

bu yerda, l_{AB} -keltirish zvenosining uzunligi.

4.5-§. Mashina agregatining kinetik energiya va differensial tenglama

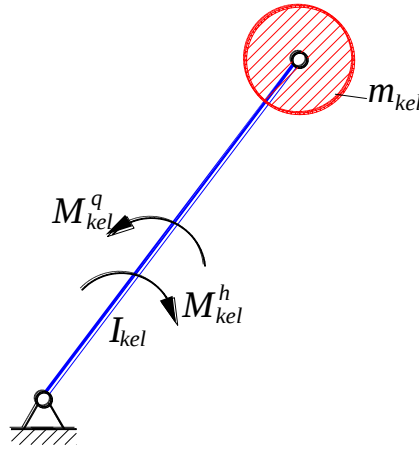
ko'rinishidagi harakat tenglamalari.

Aylanuvchi massalarni muvozanatlash

Mexanizmlar dinamikasining asosiy tenglamasi uning yetaklovchi zvenosi harakat tenglamasi bilan ekvivalentdir. Faraz qilaylik (4.13-rasm) mexanizmni yetaklovchi zvenosiga harakatlantiruvchi kuchlar M_{kel}^h va qarshilik kuchlarining oentlari M_{kel}^q alohida holatda keltirilgan bo'lsin. Shu zvenoga massalar m_{kel} va inersiya momentlari I_{kel} ham keltirilgan bo'lsin.

Eng avvalo, mexanizm i zvenosining kinetik energiyasini ifodalovchi funksional bog'lanishni topamiz.

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



4.13- rasm. Keltirish zvenosida kuch va inertsiya momentlari tasviri

agar t vaqt bo'yicha differensiallasak quyidagini olamiz

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

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

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

$$dT_i = F_i ds_i + M_i d\varphi_i \quad (4.20)$$

Yuqoridagi (4.20) tenglikning o'ng tomoni bajarilgan ish A_i ni beradi, u holda

$$dT_i = dA_i \quad (4.21)$$

Bundan ko'rinadiki, mexanizm i zvenosining bajargan elementar ishi mexanizm kinetik energiyasining o'zgarishiga tengdir.

Agar (4.21) ifodani keltirish zvenosi uchun yozsak

$$dT_{kel} = dA_{kel} \quad (4.22)$$

Yuqorida ko'rsatilgan (4.22) formulani ilgariqlama harakat qiluvchi zveno uchun quyidagi ko'rinishda yozamiz.

$$A_{kel}^{Fh} - A_{kel}^{Fq} = \sum \frac{m_{k1} \cdot v_{k1}^2}{2} - \sum \frac{m_{k0} \cdot v_{k0}^2}{2} \quad (4.23)$$

bu yerda, A_{kel}^{Fh} -keltirish zvenosiga keltirilgan harakatlantiruvchi kuchlarning bajargan ishi; A_{kel}^{Fq} -keltirish zvenosiga keltirilgan qarshilik kuchlarining bajargan 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.

Yuqoridagi (4.23) tenglama mashinalarning kinetik energiya ko‘rinishidagi harakat tenglamasi deyiladi. Ba'zan (4.23) 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 (4.23) quyidagicha yoziladi.

$$A_{kel}^{Mh} - A_{kel}^{Mq} = \sum \frac{I_{k1} \cdot \omega_{k1}^2}{2} - \sum \frac{I_{k0} \cdot \omega_{k0}^2}{2} \quad (4.24)$$

Natijada biz aylanma harakat qiluvchi mashinalar uchun *kinetik energiya ko‘rinishidagi harakat tenglamasi* (4.24) ni hosil qilamiz.

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 (4.20) tenglamani bunday yozish mumkin $dT = dA = F_{kel} \cdot ds$ bundan

$$F_{kel} = \frac{dA}{ds} = \frac{dT}{ds} \quad (4.25)$$

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:

$$F_{kel} = \frac{d}{ds} \left(\frac{m_{kel} \cdot v^2}{2} \right) \quad (4.26)$$

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

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

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 (4.26) quyidagi ko‘rinishga ega bo‘ladi:

$$F_{kel} = m_{kel} \frac{dv}{dt} + \frac{v^2}{2} \cdot \frac{dm_{kel}}{ds} \quad (4.27)$$

Agar keltirilgan kuch F_{kel}^h o‘rniga keltirilgan moment M_{kel} , keltirilgan massa m_{kel} o‘rniga keltirilgan inersiya momenti I_{kel} , chiziqli tezlik v o‘rniga burchak tezlik ω larni qo‘ysak, quyidagini olamiz:

$$M_{kel} = I_{kel} \frac{d\omega}{dt} + \frac{\omega^2}{2} \cdot \frac{dI_{kel}}{d\varphi} \quad (4.28)$$

bu yerda, φ -keltirilgan zvenoning burilish burchagi.

(4.27) va (4.28) larda keltirilgan tenglamalar *differensial tenglama ko‘rinishidagi mashina harakatining tenglamasidir*.

Shuni ham ta'kidlab o‘tish kerakki, mashinalarning harakat qonunlarini aniqlash uchun yuqoridagi (4.27) va (4.28) tenglamalardan keltirish zvenosining haqiqiy harakat qonunini bilish yetarlidir, yoki boshqacha qilib aytganda, keltirish zvenosining boshlang‘ich koordinatasini t vaqtning o‘zgarishiga qarab o‘zgaradigan funksiya ekanligini ifodalash mashinaning harakat qonunini aniqlashga olib keladi.

Yuqoridagi (4.27) va (4.28) tenglamalar *ikkinchi tartibli Lagranj rasmidagi 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 (4.27) va (4.28) 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.

Aylanuvchi massalarni muvozanatlash

Mexanizmlarni muvozanatlash ikki bosqichdan iboratdir:

1. Mexanizm zvenosini alohida muvozanatlash;
2. Mexanizm poydevoriga bergan ta'sirini muvozanatlash.

Birinci 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.

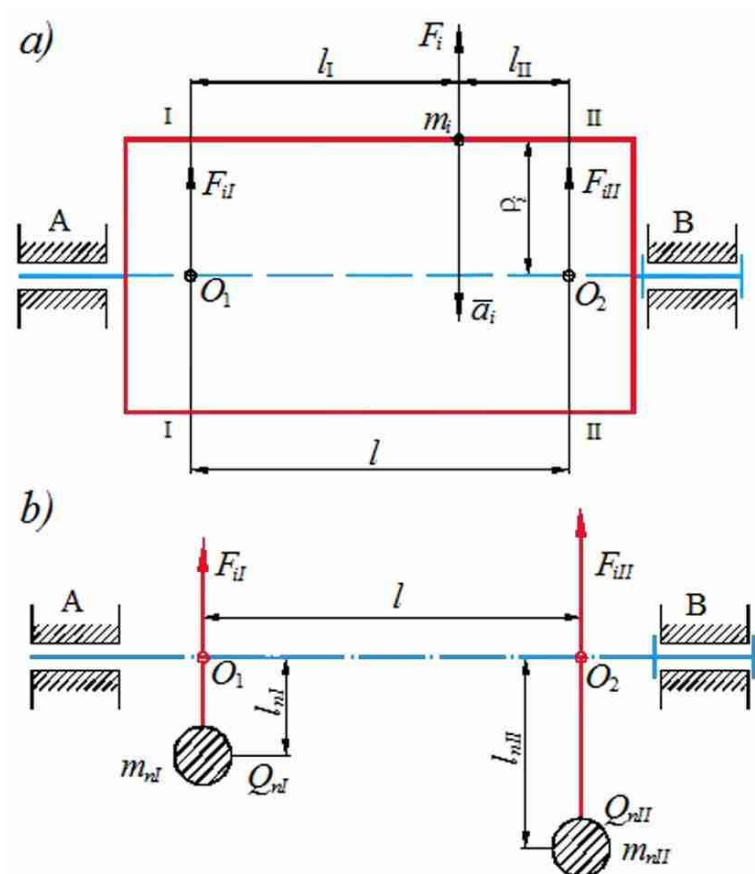
Aylanma harakat qiluvchi zvenoni muvozanatlash masalasini ko'rib chiqamiz. Buning uchun 4.14 a-rasmda ko'rsatilgan aylanma harakat qiluvchi zveno ustida biron bir m_i massaga ega bo'lgan va aylanish o'qidan ρ_i masofada birorta nuqta joylashgan bo'lsin deb faraz qilaylik.

Aylanma harakat qiluvchi zvenoning burchak tezligi ω_i bo'lsa, u holda bu zveno harakati jarayonida mazkur nuqta

$$|F_i| = m_i a_i = m_i \omega_i^2 \rho_i \quad (4.29)$$

inersiya kuchiga ega bo'ladi. Bu yerda, ω_i^2 -aylanma harakat qiluvchi zvenoning burchak tezligi, $[1/s^2]$; ρ_i -berilgan nuqtaning aylanish o'qigacha bo'lgan masofasi, mm ; $m_i \rho_i$ -nuqtaning statik momenti bo'lib, *nuqta muvozanatsizligi yoki disbalansi deyiladi*.

4.14-rasm a) da ko'rsatilgan zvenoni 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:



4.14-rasm:a)-aylanuvchi massa;
b)- aylanuvchi massani muvozanatlash.

$$\begin{aligned} F_{iI} + F_{iII} &= F_i \\ F_{iI} \cdot l_I &= F_{iII} \cdot l_{II} \end{aligned} \quad (4.30)$$

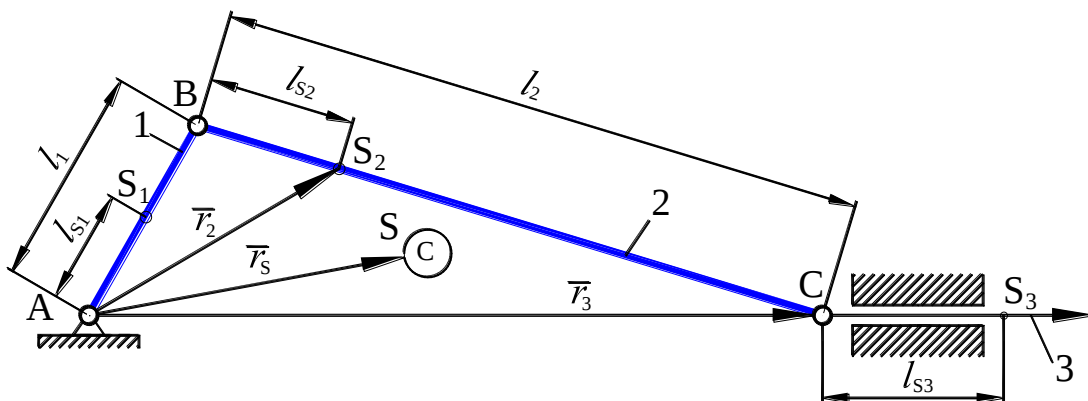
Yuqoridagi (4.30) formula shuni ko'rsatadiki F_i kuchini muvozanatlash uchun ikkita maxsus $I-I$ va $II-II$ tekisliklardagi F_{iI} va F_{iII} kuchlarni muvozanatlash yetarlidir.

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 (4.14-rasm, b)

$$F_{II} = m_{nI} \cdot l_{nI} \cdot \omega_i^2$$

$$F_{III} = m_{nII} \cdot l_{nII} \cdot \omega_i^2$$

Biz yuqorida mexanizm zvenolarini 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 4.15-rasmda ko‘rsatilgan mexanizm uchun ko‘rib chiqamiz.



4.15-rasm. Mexanizmni muvozanatlash

Amaliyotda aylanma harakat qiluvchi zvenoning 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.

Ma'lumki, $\bar{F}_u = -m_s \bar{a}_s$ bu yerda, $m_s = \sum_i^n m_i$ — hamma qo‘zg‘aluvchan zvenolar 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

$$\bar{r}_s = \frac{m_1}{m_s} \bar{r}_1 + \frac{m_2}{m_s} \bar{r}_2 + \frac{m_3}{m_s} \bar{r}_3 \quad (4.31)$$

4.15-rasmdan 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 (4.31) ga qo'yib quyidagi ifodani hosil qilamiz

$$\bar{r}_s = \frac{m_1 \bar{l}_{s_1} (m_2 + m_3)}{m_s} + \frac{m_1 \bar{l}_{s_1} + m_3 \bar{l}_1}{m_s} + \frac{m_1 \bar{l}_{s_3}}{m_s} \quad (4.32)$$

quyidagicha belgilashni kiritamiz

$$\bar{h}_1 = \frac{m_1 \bar{l}_{s_1} + \bar{l}_1 (m_2 + m_3)}{m_s} \quad (4.33)$$

$$\bar{h}_2 = \frac{m_1 \bar{l}_{s_2} + m_3 \bar{l}_1}{m_s} \quad (4.34)$$

$$\bar{h}_3 = \frac{m_1 \bar{l}_{s_3}}{m_s} \quad (4.35)$$

natijada ushbu tenglama paydo bo'ladi

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

vektorlar h_1, h_2, h_3 mos ravishda AB, BC va CS_3 zvenolarga paralleldir. 4.16-rasmda h_1, h_2 va h_3 vektorlardan tuzilgan yig'indi vektorning holati ko'rsatilgan.

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 ma'lum bir sababga ko'ra mexanizm zvenolarining massalari ma'lum bo'lsa, u holda (4.40) va (4.41) tenglamalardan foydalanib zvenolarning o'lchamlarini aniqlash mumkin.

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

5-BOB. MEXANIK UZATMALAR VA ULARNING KLASSIFIKATSIYASI

5.1-§. Mexanik uzatmalarning turlari, afzallik va kamchiliklari

Qo'llanmaning mazkur bobida mexanik uzatmalar va tishli mexanizmlarning tasniflari, funksional va konstruktiv nuqtai nazardan turlari, kinematikasi va qo'llanilish sohalari keltirilgan.

Mexanika uzatma – dvigatel harakatining kinematik va energetik parametrlarini texnologik mashinani ish bajaruvchi zvenosiga o'zgartirib uzatadigan va dvigatel ish rejimini ish bajaruvchi zvenoning ish rejimi bilan muvofiqlashtiruvchi mexanizmga aytiladi.

Yetakchi va yetaklanuvchi vallar parametrlarining o'zaro mutanosibligiga bog'liq holda uzatmalar quyidagi 2 turga bo'linadi:

Reduktorlar – yetakchi valdan yetaklanuvchi valga beriladigan aylanishlar chastotasini kamaytiradi va aylantiruvchi momentni ko'paytiradi;

Multiplikatorlar – yetakchi valdan yetaklanuvchi valga beriladigan aylanishlar chastotasini ko'paytiradi va aylantiruvchi momentni kamaytiradi.

Yetakchi va yetaklanuvchi vallarning asosiy parametrlari quvvat va aylanish chastotasi hisoblanadi. 5.1-rasmda mexanik uzatmalarning turlari keltirilgan.

Mexanik uzatmalar harakatni uzatish usuliga qarab quyidagi turlarga bo'linar ekan:

- 1) Tishli uzatmalar (silindrik va konussimon tishli);
- 2) Vintli uzatmalar (vintli, chervyakli, gipoidli);
- 3) Egiluvchan elementli (tasmali, zanjirli);
- 4) Friksion uzatmalar (ishqalanish kuchini hisobiga).

5) Tishli uzatmalarning afzalliklari: ixchamliligi; katta quvvatlarni uzatish imkoniyatini borligi; aylanishlar tezligini kattaligi; uzatishlar nisbatini o'zgarmasligi; yuqori foydali ish koeffitsienti.

Tishli uzatmalarning kamchiliklari: aylanma harakatni uzoq masofalarga uzatishni murakkabligi; uzatma elementlarining juda qattiqligi uchun ularning sinishlari; ish jarayonida katta tezliklarda shovqin paydo bo'lishi; detallarni moylab turish zarurligi.

Agar vallarning o'qlari ma'lum bir burchak ostida kesishsa, bu holda konussimon tishli uzatmalar qo'llaniladi. Silindrik tishli uzatmalarga qaraganda konussimon tishli uzatmalar tayyorlash va montaj qilish uchun murakkabroq sanaladi. Chunki, konussimon tishlarni kesish uchun maxsus stanoklar talab qilinadi, konussimon tishlarni silindrik tishlardagi aniqlik darajasida tayyorlash qiyinliklar tug'diradi.

Chervyakli uzatmalarda vallarning o'qlari kesishmaydigan bo'ladi va ularda harakat vintli juftlik kabi uzatiladi.

Chervyakli uzatmalarning afzalliklari:

- 1) Katta uzatishlar nisbatini ta'minlash.
- 2) Bir yo'riqda va shovqinsiz ishlashi.
- 3) Katta kinematik aniqlik.
- 4) O'zini o'zi tormozlatishi.

Chervyakli uzatmalarning kamchiliklari:

- 1) Foydali ish koeffitsientini pastligi.
- 2) Sirtlarning yeyilishi.
- 3) Qimmat xom ashyolarni ishlatilishi.
- 4) Yig'ish jarayoniga qo'yiladigan katta aniqlik talablari.

Tasmali uzatmalar. Bunday uzatmalar vallarga mahkamlangan ikkita shkiv va tasmadan iborat bo'ladi. Harakat shkiv va tasma orasidagi ishqalanish kuchi orqali beriladi. Tasmalar tekis, ponasimon va dumaloq rasmlarda bo'lishi mumkin. Texnikada eng ko'p ishlatiladigani ponasimon tasmalardir. Ulardagi tortish qobiliyati boshqalariga qaraganda uch marta ko'proq bo'ladi.

Tasmali uzatmalarning afzalliklari:

- 1) Katta masofalarga uzata olish imkoniyati.
- 2) Bir me'yorda va shovqinsiz ishlashi.
- 3) Tasmani elastikligi hisobiga mexanizmni yuklanishni o'zgaruvchanligidan muxofaza qilishi.
- 4) Qurilmani va ishlatish jarayonini soddaligi, chunki uzatma moylanmaydi.

Tasmali uzatmalarning kamchiliklari:

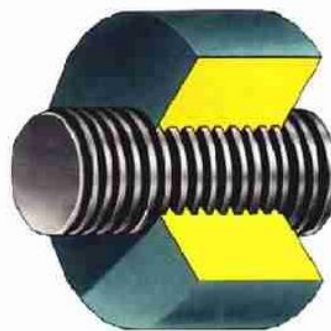
- 1) O'lchamlarini kattaligi. Bir xil sharoit nuqtai nazaridan (texnologik jarayonni bajarish) shkivlarning diametri tishli g'ildiraklarnikiga nisbatan besh martagacha kattaligi.
- 2) Tasmalardagi sirpanishni hisobiga uzatishlar nisbatini o'zgaruvchanligi.
- 3) Tasmaning boshlang'ich tarangligi hisobiga vallarga va ularning tayanchlariga tushadigan yuklanishlarni kattaligi. Bu tishli uzatmalarga nisbatan 2-3 barobar ko'proq.
- 4) Tasmalar umrboqiyiligining pastligi (1000-5000 soat).

Shu bilan birgalikda tasmali uzatmalarda har qanday yuklanishda elastik sirpanishlar va katta yuklanishlarda harakatni uzatolmay joyida to'xtovsiz aylanishi elastik sirpanishlar esa uzatishlar nisbatini o'zgaruvchanligiga olibkeladi.

MEXANIK UZATMALAR



a)



b)



d)



e)



f)



g)

5.1-rasm. Mexanik uzatmalar: a)-tishli; b)-vintli; d)-chervyakli;
e)- friksion; f)-tasmali; g)-zanjirli.

Mashinasozlikda qo'llaniladigan tishli uzatmalarning turlari



a)



b)



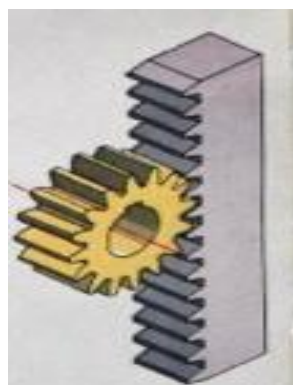
d)



e)



f)



g)

5.2-rasm. Tishli uzatmalar: a) to'g'ri tishli; b) shevron tishli;
d) gipoidli; e) arkasimon; f) konussimon; g) reykali.

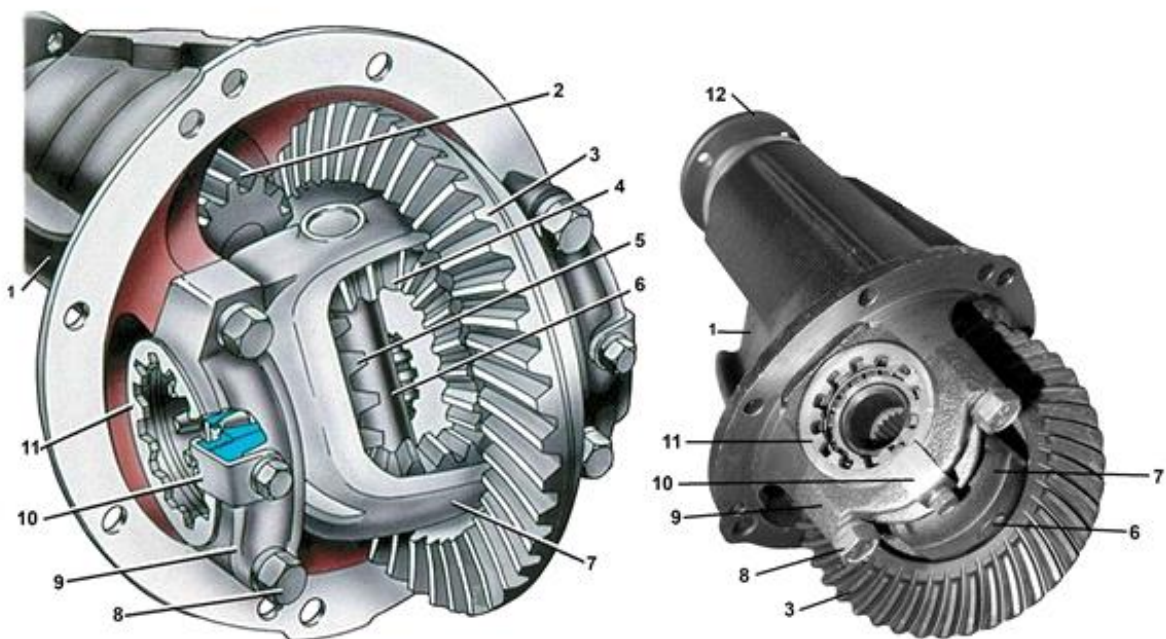


a)



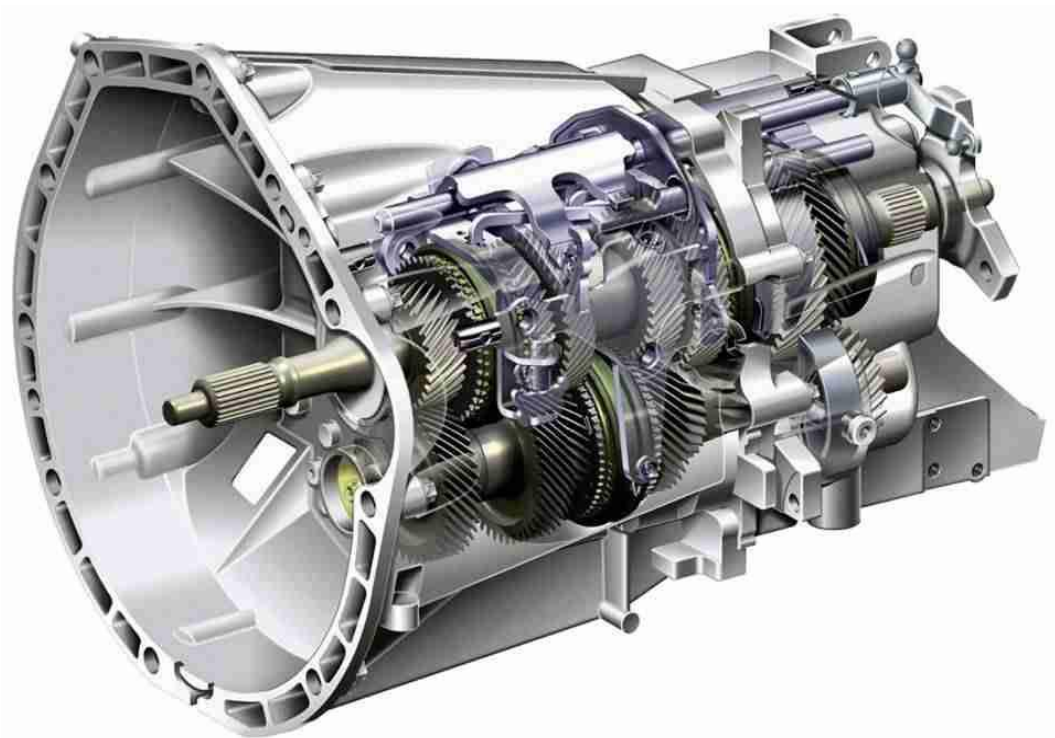
b)

5.3-rasm: a)-ko'p sotellitli planetar mexanizm; b)-reduktor.



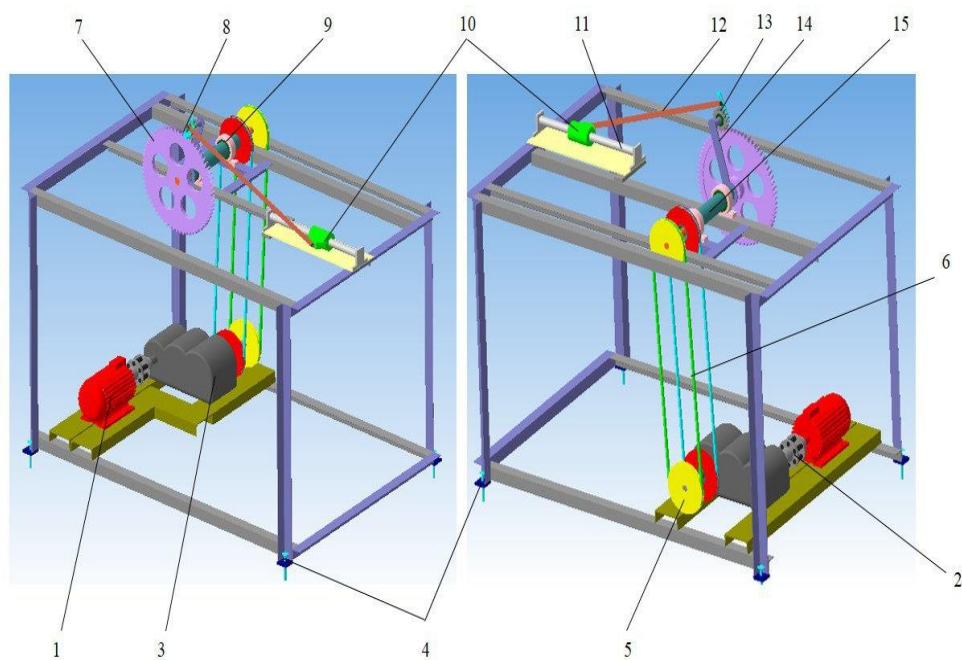
5.4-rasm. Differensial

1-reduktor korpusi, 2-yetaklovchi shesternya, 3-yetaklanuvchi shesternya, 4-sotellit, 5-yarim o'qlar shesternyasi, 6-sotellit o'qi, 7-differensial korpusi, 8-podshipnik qopqog'ining bolti, 9-differetsial podshipnigi qopqog'i, 10-rostlash gaykasini elementi, 11-rostlash gaykasi, 12-kardan valining reduktor yetaklovchi shesternyasiga mahkamlash elementi.





5.5-rasm. Tishli uzatmalar qutisi



5.6-rasm. Mashina agregati. (Planetar- richagli mexanizm)

1-elektrodvigatel, 2-mufta, 3-reduktor, 4-rama, 5-shkiv, 6-tasma, 7-tishli g'ildirak, 8-sotellitning o'qi, 9-podshipnik, 10-polzun, 11-yo'naltirgich, 12-shatun, 13-sotellit. 14-vodilo, 15-vodiloning o'qi.

Tayanch soʻz va iboralar

Mexanik uzatma – dvigatel harakatining kinematik va energetik parametrlarini texnologik mashinani ish bajaruvchi zvenosiga o‘zgartirib uzatadigan tizim

2. Reduktorlar – yetakchi valdan yetaklanuvchi valga beriladigan aylanishlar chastotasini kamaytiradi va aylantiruvchi momentni ko‘paytiradi;

3. Multiplikatorlar – yetakchi valdan yetaklanuvchi valga beriladigan aylanishlar chastotasini ko‘paytiradi va aylantiruvchi momentni kamaytiradi.

4. Yetakchi val - burovch momentni qabul qiluvchi zveno

5. Yetaklanuvchi val- burovch momentni oraliq zvenodan qabul qilib ishchi organga uzatadi

6. Tishli uzatma- (silindrik va konussimon tishli)

7. Vintli uzatma - (vintli, chervyakli, gipoidli)

8. Egiluvchan elementli uzatma - (tasmali, zanjirli)

9. Friksion uzatmalar - (ishqalanish kuchini hisobiga ishlaydigan uzatma).

Nazorat savollari

1. Mexanik uzatmalarning turlarini aniqlab bering

2. Tishli uzatmaning ishlash tartibini tushintiring

3. Vintli uzatmaning ishlash tartibini tushintiring

4. Egiluvchan elementli uzatmaning ishlash tartibini tushintiring

5. Friksion uzatmaning ishlash tartibini tushintiring

6. Reduktor va Multiplikatning farqini aniqlab bering

7. burovch momentning o‘lchov birligini aniqlang

8. Friksion uzatmalarda ishqalanish kuchi qanday aniqlanadi?

9. Avtomobil differensialining ishlash tartibini tushintiring

10. Tasmalardagi sirpanish hisobiga uzatishlar nisbati qanday o‘zgaradi?

11. Tasmali, tishli uzatmalarda vallarga tushadigan uyklanishlarni tushintirib bering?

6-BOB. TISHLI MEXANIZMLAR

6.1-§. Tishli mexanizmlarning turlari va ularning klassifikatsiyasi.

Ilashmaning asosiy qonuni

Umumiy mashinasozlikda qo'llaniladigan texnologik mashinalarda tishli mexanizmlardan keng ko'lamda foydalaniladi.

Tishli uzatma – bu mexanizm yoki tarkibida tishli g'ildiraklar bo'lgan mexanik uzatma mexanizmini bir qismidir. Bunda harakat bir zvenodan ikkinchisiga tishlar yordamida uzatiladi. Tishli uzatmalar ikki xil maqsadni amalga oshirish uchun qo'llaniladi. Birinchisi – parallel, kesishuvchi va ayqash o'qli vallarga aylanma harakatni uzatadi. Ikkinchisi – aylanma harakatni ilgarilanma harakatga va ilgarilanma harakatni aylanma harakatga o'zgartiradi (misol uchun “reyka-shesternya”). Agar uzatmada tishli g'ildirak tishlari soni kam bo'lsa u shesternya deyiladi, tishlarining soni ko'p bo'lsa tishli g'ildirak deyiladi.

Tishli mexanizmlar quyidagi afzallik va kamchilliklarga ega

Afzalliklari:

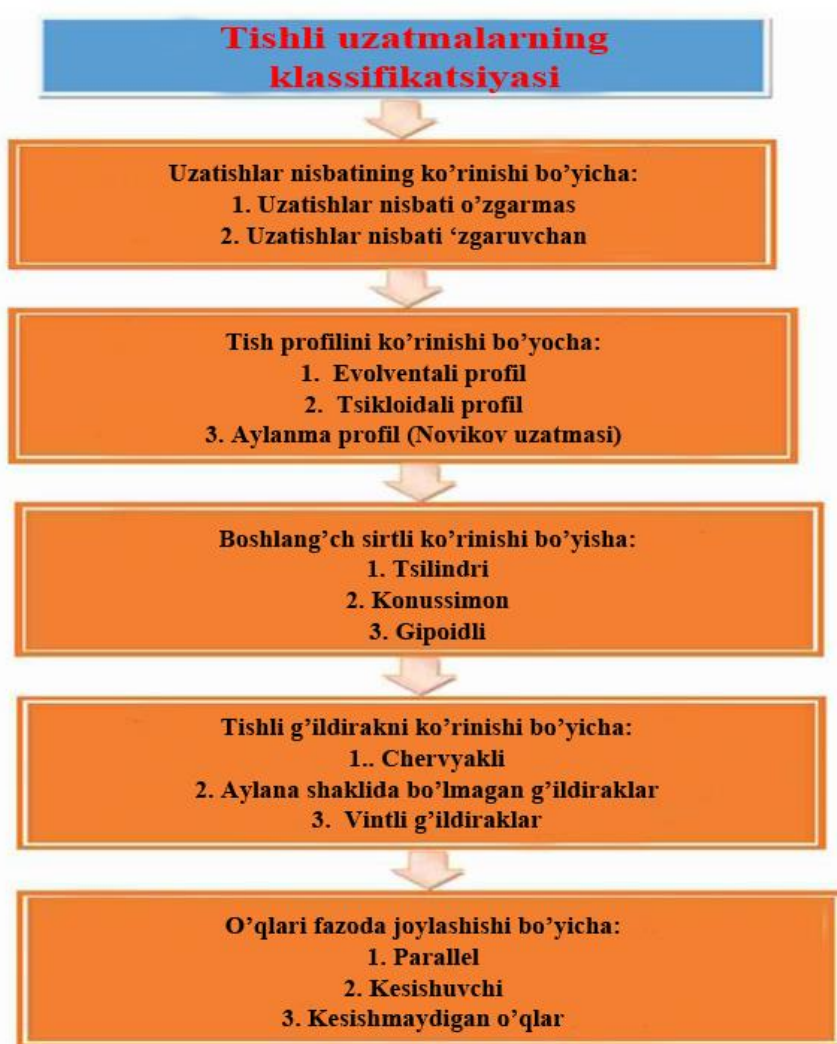
- tishli mexanizmlar ixcham;
- tishli mexanizmlarning foydali ish koeffitsienti yuqori;
- tishli mexanizmlar mustaxkam va uzoq muddatga ishlaydi;
- tishli mexanizmlarda vallarga tushayotgan yuklanish kam;
- tishli mexanizmlarda uzatish nisbati o'zgarmas.

Kamchiliklari:

- tishli mexanizmlarni tayyorlash murakkab, aniqlik juda yuqori;
- tishli mexanizmlar katta tezliklarda shovqin chiqaradi;
- tishli mexanizmlarda titrash paydo bo'ladi;
- o'qlararo masofa katta bo'lganda mexanizm gabarit o'lchamlari katta bo'ladi;
- texnik qarov vaqtida o'tkazilmasa tezda ishdan chiqadi.

Tishli mexanizmlar tuzilishiga ko'ra ikki xilga: g'ildirak o'qlari qo'zg'almas va ba'zi bir g'ildirak o'qlari qo'zgaluvchan bo'lgan mexanizmlarga ajratiladi. Birinchi ko'rinishdagi mexanizmdagi tayanchga nisbatan g'ildirak o'qi

qo'zg'almas bo'ladi: yuk ko'tarish kranlarning reduktori, avtomobillarning uzatish qutisi, metalkesuvchi stanoklarning tezlik qutisi va h.k. Ikkinchi ko'rinishdagi tishli mexanizmlarda ba'zi bir g'ildiraklarning o'qi tayanchga nisbatan qo'zgaluvchan bo'ladi. Bunday mexanizmlar planetar (epitsiklik) deyiladi, ular planetar reduktor konstruksiyasining asosini tashkil etib, asosan transport mashinalarida, xususan samolyot va vertolyotda harakatni dvigateldan vintga uzatishda va boshqarish tizimlarida fodalaniladi. Tishli mexanizmlarning tasniflanishini ko'rib chiqamiz. Tishli uzatmalar bir necha faktorlarga va ko'rinishlarga asosan tasniflanadi. 6.1-rasmda shu tasniflanish ko'rsatilgan.



6.1-rasm. Tishli mexanizmlarning klassifikatsiyasi

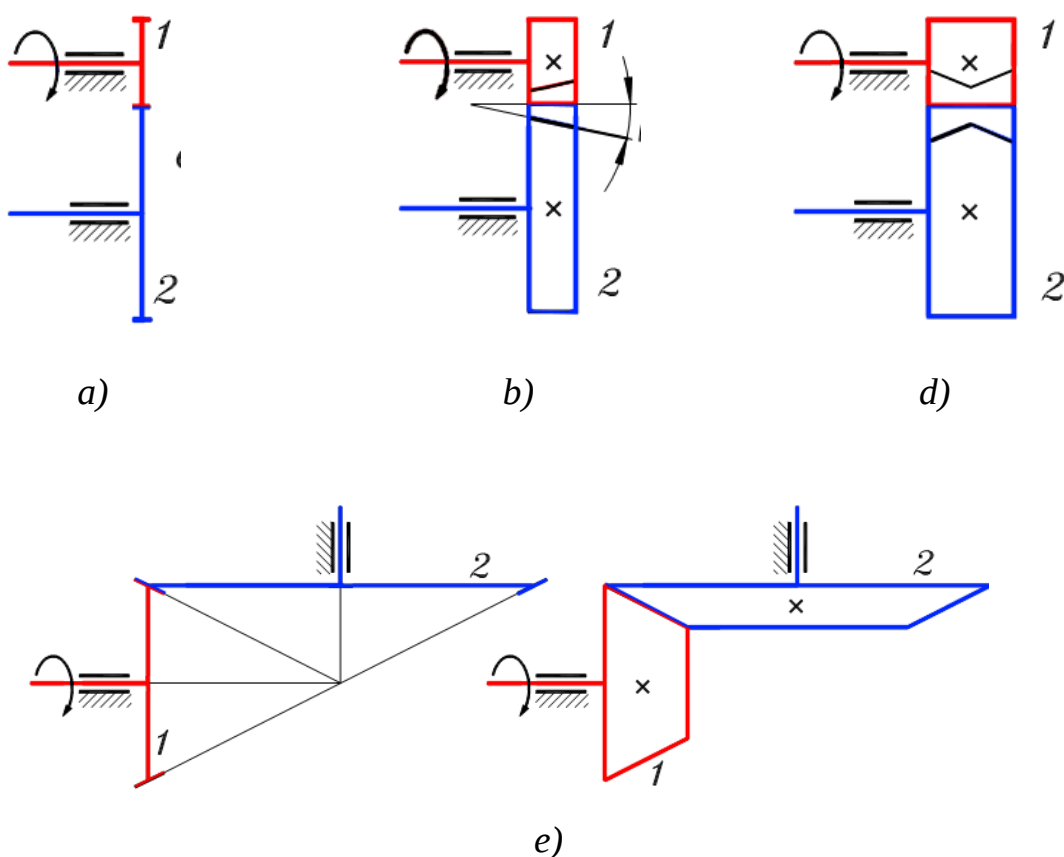
Istalgan murakkab tishli mexanizm konstruksiyasining asosini oddiy tishli mexanizmlar tashkil etadi, ular uzatmalar (aniqrog'i tishli uzatmalar) deyiladi.

Uzatma uch zvenoli mexanizm bo'lib, u ikkita tishli g'ildirak va tayanchdan iborat bo'ladi. Uzatmalar uch turga:

- g'ildirak o'qlari parallel; - g'ildirak o'qlari kesishuvchi; - g'ildirak o'qlari ayqash bo'lgan mexanizmlarga bo'linadi. Ularni batafsilroq ko'rib chiqamiz.

G'ildirak o'qlari parallel bo'lgan uzatmalar.

Bunday uzatmalarda tishli g'ildirak tishlari silindr yasovchisi bo'yicha joylashadi. Shuning uchun ularni silindrik uzatmalar deyiladi. Silindrik uzatma sxemasi 6.2 a-rasmda ko'rsatilgan.



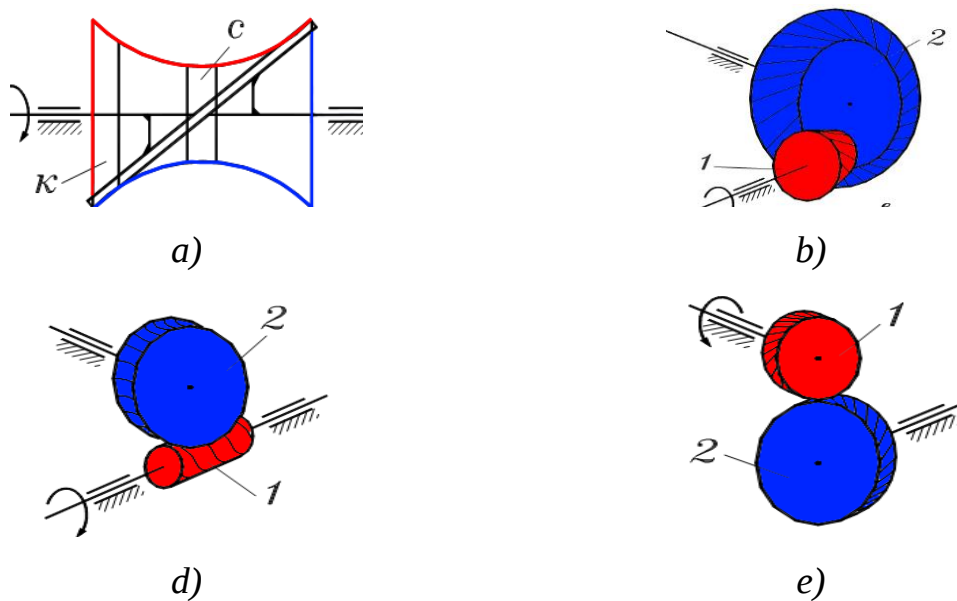
6.2-rasm. Tishli mexanizmlar: a)-to'g'ri tishli; b)-og'ma tishli; d)-shevron tishli; e)-konus tishli.

Mashinaning kinematik sxemasida bunday uzatmalarni 6.2 b- rasmda ko'rsatilganidek to'g'ri to'rtburchak ko'rinishida tasvirlanadi. To'g'ri to'rtburchak ichidagi krestlar tishli g'ildirakni valga qattiq mahkamlanganligini bildiradi. Silindrik uzatmalar tug'ri tishli, qiya tishli va shevron tishli uzatmalarga bo'linadi. To'g'ri tishli g'ildirakning tishlari uning o'qiga parallel, qiya tishli g'ildirakning

tishlari silindrdagi vint chiziqlari buyicha joylashadi. g'ildirak o'qiga nisbatan tishning og'ish burchagi $\alpha=(10-15)^0$ (6.2 b- rasm). Og'ma tishli uzatmalarda tishlar og'ma joylashganligi sababli o'qlar bo'yicha yo'nalgan yuk hosil bo'ladi. Og'ir yuklangan uzatmalarda ularni bartaraf qilish maqsadida ikkilangan og'ma tishli uzatmalardan foydalaniladi, ular shevron tishli deyiladi (6.2 d- rasm). Bunday tishli g'ildiraklarni tayyorlash qiyin bo'lganligi sababli kam (masalan, prod kat stanlarda) ishlatiladi.

O'qlari kesuvchi g'ildirakli uzatmalar.

Bunday uzatmalarda tishli g'ildirak tishlari kesik konus yasovchilari bo'yicha joylashadi, shuning uchun ular konusli uzatmalar deyiladi. Konusli uzatma sxemasi 6.2 g- rasmda keltirilgan. g'ildirak o'qlarining kesishish burchagi har xil bo'lishi mumkin, lekin ko'pincha bu burchak 90^0 ga teng bo'ladi. 6.2 d- rasmda ko'rsatilganidek konusli uzatmalarni ko'pincha kesik konus ko'rinishida tasvirlaydilar. Konusli uzatmalar to'g'ri tishli, og'ma tishli va aylanma tishli uzatmalarga bo'linadi.



6.3-rasm. Fazoviy tishli mexanizmlar: a,b)-gipoidli;
d)-chervyakli; e)-og'ma tishli.

G'ildirak o'qlari ayqash uzatmalar.

Bunday uzatmalarda g'ildirak tishlari aylanma giperboloid yasovchisi bo'ylab joylashadi. Aylanma giperboloid quyidagicha yasaladi. Agar podshipnikda

joylashgan o'qqa (6.3a-rasm) boshqa tekislik joylashgan reyka qattiq mahkamlansa va bu qattiq tizim o'q atrofida aylantirilsa, reyka fazoda iz qoldiradi, aylanma giperboloid bo'ladi. Aylanma giperboloid – ikkilangan egrilik sirti bo'lishiga qaramasdan, u to'g'ri chiziq yordamida hosil bo'ladi. Shu sababli aylanma giperboloidga muayyan holatda to'g'ri chizg'ich o'rnatishga, u yuzaga tutashadi (tirqishsiz joylashadi). Giperboloidni hosil qiluvchi ushbu to'g'ri chiziqlar bo'ylab g'ildirakning tishlari joylashadi.

Tishli g'ildiraklarni yasash uchun giperbolaning hammasi emas, balki uning alohida qismlaridan foydalaniladi. Agar tishli g'ildirak uchun aylanma giperbolaning o'rta qismi olinsa (6.3a- rasm), u holda bundan g'ildiraklar vintli uzatmani hosil qiladi (6.3b-rasm). Odatda bunday uzatmalarda valning ayqashish burchagi 90° ga teng, tishlar ko'tarilish burchagi – 45° ga teng bo'lgan vint chiziqlari bo'lib joylashadi. Ko'rinishidan bu g'ildiraklar silindrsimon qiya tishliga o'xshaydi, lekin tishning og'ish burchagi katta bo'ladi va g'ildirak eni bo'ylab kichik giperbola yuzasining egriligi sezilmaydi.

Agar tishli g'ildirak uchun giperbolaning chetki qismi olinsa (6.3a- rasm), u holda bu g'ildiraklar gipoidli uzatmani hosil qiladi (6.3v- rasm). Ko'pincha, bunday uzatmada, oldingi holatdagidek, ayqash burchagi 90° ga teng bo'ladi. Gipoidli uzatmaning g'ildiraklari qiya tishli konusli g'ildirakka uxshaydi, faqat tishning og'ish burchagi kattarok bo'ladi. Giperboloid sirtining egriligi sezilmaydi. Gipoidli uzatmalar avtomobil va traktorlarda yetaklovchi g'ildiraklarga bosh uzatma sifatida yuqori o'tishlikni taminlash uchun foydalaniladi g'ildirak o'qlari ayqash bo'lgan uzatmalarga chervyakli uzatmalar ham kiradi (6.3g-rasm). 1-chervyak – bu odatda brikuvchi vint 2-chervyakli g'ildirakning tishlari ma'lum burchak oralig'ida chervyakni qamrab oladi. Chervyakli uzatmalar katta uzatish nisbatiga ega bo'lishi mumkin, lekin ishqalanish katta bo'lganligi sababli katta quvvatlarda foydalanish chegaralangan.

Ilashmaning asosiy qonuni

Tishli ilashmalar nazariyasi, tishli g'ildiraklarning geometrik parametrlari va tishli uzatma kinematikasi ilashmaning asosiy qonuniga asoslanadi [2], [17].

Ilashma – bu ikkita tutashgan (ya'ni, ilashmada bo'lgan) tishli g'ildirak tishlarining kontaktda bo'lishining tasviridir. Ilashma asosiy qonunini tasvirlash uchun hamma tishlarni kontaktda bo'lishini ko'rmasdan, tishlarning tasvirlash faqat oliy kinematik juftni hosil qiluvchi profillarining qismlarini bilan chegaralansa bo'ladi.

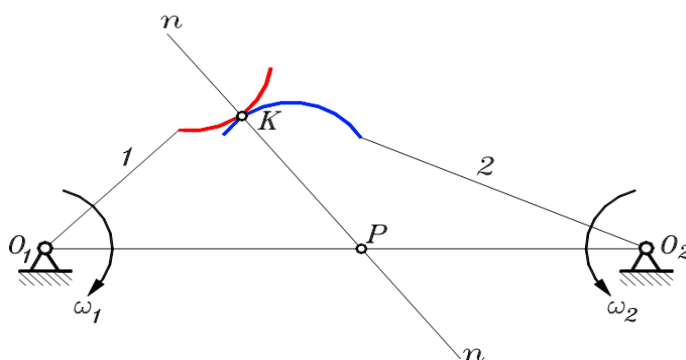
6.4-rasmda ikki tishli g'ildirak tishlarining ilashish sxemasi keltirilgan. 1 va 2 tishli g'ildiraklar tishlarining ilashayotgan qismlarini ko'rsatish uchun, ular g'ildiraklarning mos aylanish markazlari O_1 va O_2 bilan tutashtirilgan.

G'ildirak aylanish markazlaridan o'tkazilgan chiziqli markazlar chizig'i deyiladi. Oliy kinematik juft nazariyasiga muvofiq, kontakt nuqtasidan tishlar profillariga umumiy normal $n-n$ o'tkazish mumkin. Birinchi g'ildirakdan ikkinchi g'ildirakka uzatilayotgan kuch vektori shu normal bo'ylab joylashadi, shuning uchun u harakat chizig'i deyiladi. Normal bilan markazlar chizig'i kesishgan nuqta R ilashma qutbi deyiladi.

Ilashmaning asosiy qonuni quyidagicha ta'riflanadi: harakat chizig'i markazlar chizig'ini ilashgan tishli g'ildiraklar burchak tezliklariga teskari proporsional bo'laklarga bo'ladi.

Burchak tezliklar nisbati – bu uzatish nisbatidir, shuning uchun quyidagilarni yozish mumkin:

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\overline{O_2P}}{\overline{O_1P}} \quad (6.1)$$



6.4-rasm. Ilashmaning asosiy qonuni

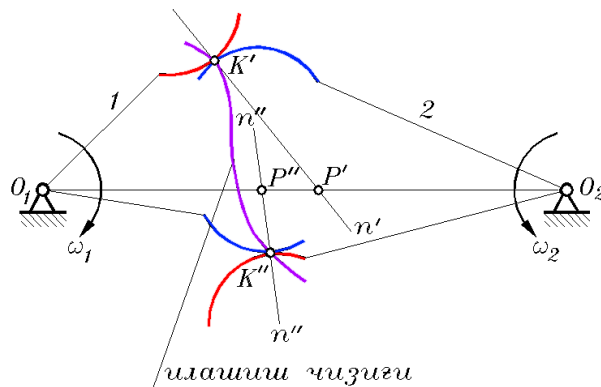
6.4-rasmdagi sxema uchun O_1R va O_2R kesmalar yoʻnalishlari qarama-qarshi yoʻnalgan. Demak, ularning uzunliklarining nisbati, burchak tezliklarining nisbati va uzatish nisbati – manfiy, bu ilashgan tishli gʻildiraklar qarama-qarshi yoʻnalishda aylanayotganligini bildiradi.

Harakatni uzatish jarayonida ilashma tasviri va uzatish nisbati qanday oʻzgarishini koʻrib chiqamiz. Buning uchun tishli gʻildiraklar (1 va 2 zvenolar) ning yana bir holatini chizamiz (6.5-rasm)

Harakatni uzatish jarayonida ilashayotgan profillar bir-biri boʻylab sirpanada va kontakt nuqta qandaydir chiziq boʻylab siljiydi. Kontakt nuqtalarning geometrik oʻrnini ilashish chizigʻi deyiladi (6.5-rasm).

Birinchi holatda K' kontakt nuqtadan oʻtkazilgan $n'-n'$ normal markaz chizigʻini R' qutbda kesib oʻtadi, demak uzatish nisbati:

$$u_{12}' = \frac{\overline{O_2P'}}{\overline{O_1P'}}$$



6.5-rasm. Tishli mexanizmدا ilashish chizigʻi

Ikkinchi holatda K'' kontakt nuqtadan oʻtkazilgan $n''-n''$ normal, markaziy chiziqni R'' qutbda kesadi. Koʻrilayotgan holatda u R' qutb bilan ustma-ust tushmaydi. Ikkinchi holatda uzatish nisbati:

$$u_{12}'' = \frac{\overline{O_2P''}}{\overline{O_1P''}}$$

6.5-rasmdan ko‘rinib turibdiki, kesmalar nisbati birinchi va ikkinchi holatlarda har xil, shuning uchun:

$$u_{12}' \neq u_{12}''$$

Bundan quyidagi xulosa kelib chiqadi: agar birinchi tishli g‘ildirakning burchak tezligi o‘zgarmas, ya'ni u tekis harakatlanayotgan bo‘lsa, qurilayotgan holatda ikkinchi g‘ildirakning burchak tezligi o‘zgaruvchan bo‘ladi, ya'ni u notekis harakatlanadi.

Biroq ko‘p holatlar uchun buni qo‘llab bo‘lmaydi. Mashinalarda zvenolar burchak tezliklari o‘zgarmas bo‘lgan tishli mexanizmlardan, ya'ni o‘zgarmas uzatish nisbatli tishli mexanizmlardan foydalaniladi

$$u_{12} = \text{const}$$

Bu shartni bajarish uchun tishlarning profillari shunday bo‘lishi kerakki, unda kontakt nuqtasidan istalgan holatda o‘tkazilgan umumiy normal markazlar chizig‘idagi bitta nuqtadan (R – qutb) o‘tishi kerak, ya'ni ilashish jarayonida R qutb markazlari chizig‘ida o‘z holatini o‘zgartirmasligi kerak. Bunday talabga javob beradigan egrilik bilan chizilgan tish profili – aylana evolventasidir deyiladi. Bundan ikki yuz yil ilgari rus olimi Eyler tish profilini yasashda bu egrilikdan foydalangan. o‘shandan beri butun dunyodagi mashinalarda evolventali tishli mexanizmlardan foydalanib kelinadi.

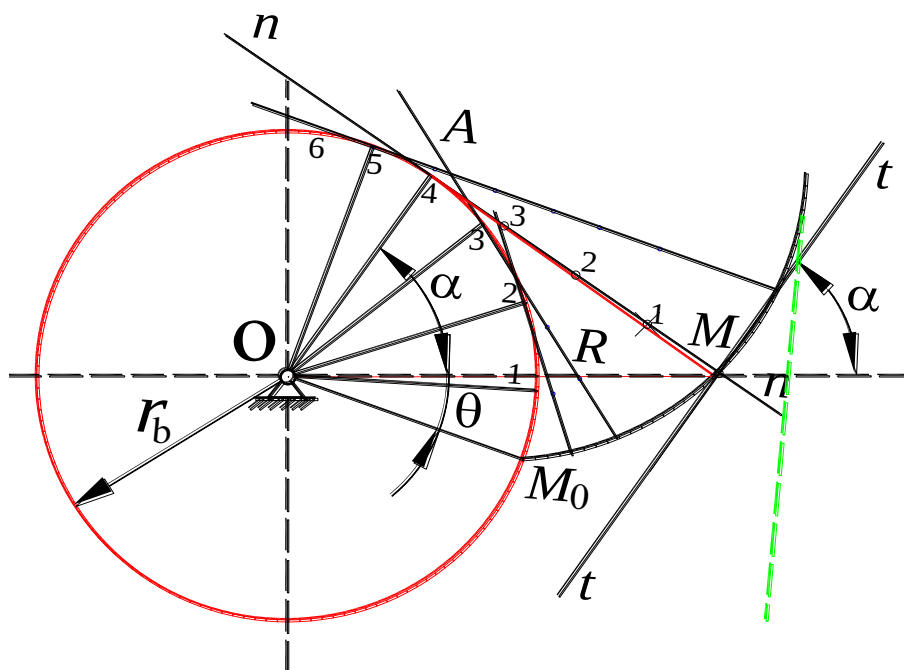
6.2-§. Evolventa va uning xossalari. Evolventali tishli g‘ildirakning geometrik parametrlari va uni ishlab chiqarish usullari

Tishli g‘ildiraklar tishlarining yon tomonlari evolventa chizig‘i bilan chegaralangandir. Bundan tashqari epitsikloidli va gipotsikloidli 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 6.6-rasmda ko'rsatilgan. MA kesmani teng to'rtga bo'lib kesma uzunligini asosiy aylanaga yoyi ustiga qo'yib chiqamiz.



6.6 -rasm. Evolventa chig'ini qurish

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:

$$\vec{M_0\tilde{A}} = \vec{MA} \quad (6.2)$$

Evolventaning M nuqtasidagi radius vektori MO , shu nuqtaga o'tkazilgan urinma " $t-t$ " orasidagi barchak α bo'lsin. Evolventali ilashma nazariyasida bu burchak profil burchagi deyiladi. Boshlang'ich radius vektor MO bilan uning ixtiyoriy nuqtasidagi radius-vektor orasidagi burchak evolventa burchagi deyiladi. Evolventa hosil qiluvchi va radiusi $r_b = M_0O$ bo'lgan aylanaga asosiy aylanaga deyiladi.

(6.6) rasmga asosan $r_b (\alpha + \theta) = r_b \tan \alpha$ bundan $\theta = \tan \alpha - \alpha$. Bu trigonometrik funksiya evolventa funksiyasi deyiladi va quyidagicha yoziladi:

$$\theta = \text{inv } \alpha. \quad (6.3)$$

M nuqtaning radius vektori R quyidagicha topiladi:

$$R = \frac{r_b}{\cos \alpha} \quad (6.4)$$

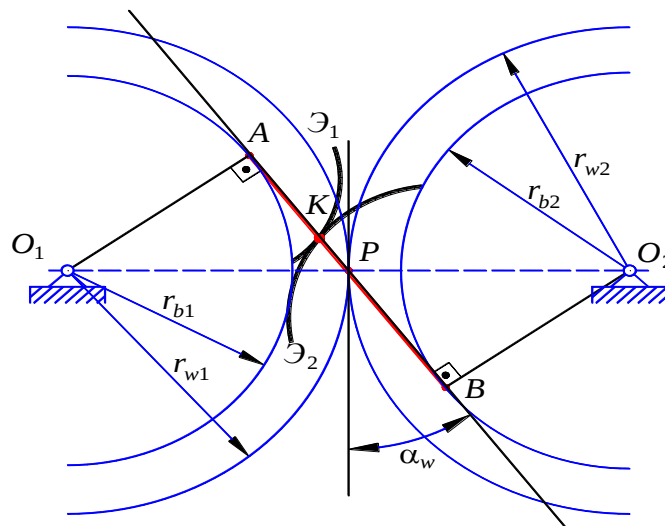
Yuqorida keltirilgan (6.3) va (6.4) formulalar qutb koordinatalaridagi evolventa tenglamalari deyiladi.

Evolventani quyidagi xossalari bor: - evolventaning ixtiyoriy nuqtasi asosiy aylana radiusi r_b va burchak orqali to'la aniqlanadi;

- 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.

Evolventali egri chiziqdan iborat bo'lgan ikkita tishli g'ildirakning (6.7-rasm) o'zaro ilashish jarayonini ko'rib chiqamiz. Tishli g'ildiraklardan bittasining tishi r_{b1} radiusga ega bo'lgan asosiy aylananing evolventasi, ikkinchisining 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.



6.7-rasm. Evolventali ilashma

Demak, K nuqtadan o'tgan ikkala evolventaga normal bo'lgan chiziq bir vaqtning o'zida radiusi r_{b1} va r_{b2} bo'lgan ikkala asosiy aylanaga urinma bo'ladi, K

nuqta shu urinma 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 aylanalar uchun urinma bo'lgan chiziqlik 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 yo'ylari 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 perpendikulyar bo'lgan chiziqlik orasidagi burchak α_w ilashish burchagi deyiladi. $\Delta O_1AP \sim \Delta O_2BP$ dan quyidagilar kelib chiqadi. $r_{b1} = r_{w1} \cdot \cos \alpha_w$, $r_{b2} = r_{w2} \cdot \cos \alpha_w$. 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.

Evolventali tishli g'ildirakni hosil qilish uchun, ya'ni tishli g'ildirak tish profillari evolventa bo'yicha chizilgan asosiy aylana markazini tishli g'ildirak markaziga almashtiriladi. Texnikada keng tarqalgan tishli g'ildiraklardan normal yoki nolinch tishli g'ildiraklardir.

Evolventali tishli g'ildirakning geometrik parametrlari standartlashtirilgan. Bu parametrlarni normal g'ildiraklar uchun ko'rib chiqamiz.

Tishli g'ildirakning haqiqiy parametrlariga quyidagilar kiradi: z – tishlar soni, ularning yon tomonlari evolventa bo'ylab chizilgan; r_a – g'ildirak bosh aylana radiusi; r_f – g'ildirak oyoq aylana radiusi (6.8-rasm). qolgan parametrlar hisoblanuvchi hisoblanadi. Tish balandligi shartli ravishda ikki qismga – r bo'luvchi aylana radiusi yordamida bosh va oyoq qismiga bo'linadi. Tish balandligi ya'ni bosh va oyoq aylanalari orasidagi masofa h harfi bilan belgilanadi,

h_a – tish boshining balandligi, h_f – tish oyog‘ining balandligi standartga asosan, r_b – evolventa yasaladigan asosiy aylanasi radiusi.

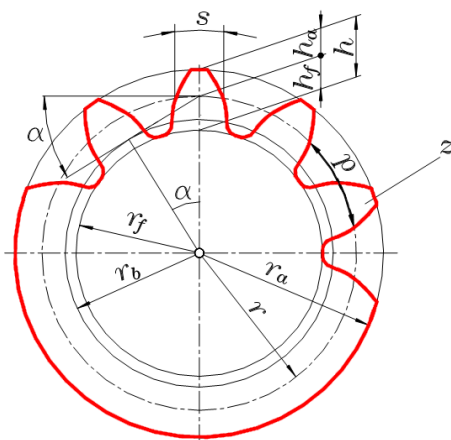
$$h_f = 1,25h_a \quad (6.5)$$

Bu aylanasi tishli g‘ildirak tishlariga qarab oyoq aylanadan katta yoki kichik bo‘lishi mumkin. Tishning evolventasi bosh aylanada o‘tkir qirra yasaydi, tish asosida esa evolventa silliq oyoq aylanasi yordamchi egrilik orqali o‘tadi, uni galtel deyiladi.

Tishli g‘ildirak asosiy parametrlaridan biri – bo‘luvchi aylanasi bo‘yicha olingan r tish qadami hisoblanadi – bu ikki siljiydigan bir xil tish profillari aylanada o‘lchanadigan masofadir (6.8-rasm). Qadamning yarmisi bo‘luvchi aylanada s – tish qalinligini tashkil etadi, ya‘ni $s_q = 0,5p$.

Tish profilini yasovchi uchun foydalanadigan evolventa, asosiy aylanadan boshlanib, bosh aylanada kesiladi. Evolventaning bu qismi α profil burchagidan aniqlanadi. Bu – bo‘luvchi aylanasi bitta nuqtasidan bo‘luvchi va asosiy aylanalar o‘tkazilgan urinmalar orasidagi burchakdir. Standart tishli g‘ildirak uchun $\alpha = 20^\circ$.

Yuqorida sanab o‘tilgan parametrlardan bitta standartlashtirilganini tanlash, u esa qolganlari bilan bog‘langan bo‘lishi kerak. Bu parametr shunday bo‘lishi kerakki, uning qiymati tishning o‘lchamini aniqlashi lozim. Bunga ko‘p jixatdan tish qadami mos keladi:



6.8-rasm Tishli g‘ildirakning geometrik parametrlari

$$p = \frac{2\pi r}{z} \quad (6.6)$$

Biroq qadam qiymati ifodasiga π irratsional son kiradi, u o'nli kasrda cheksizlikka ega. Shuning uchun qadamni standartlashtirib bo'lmaydi. π sonini qatnashtirmasdan bu ifodaning bir qismini standartlashtirish mumkin. Bu qiymat m – tish moduli deyiladi:

$$m = \frac{2r}{z} \quad (6.7)$$

Modul tish qiymati bilan bog'langan, ya'ni modul son qiymati bo'yicha tish boshining balandligiga teng,

$$m = h_a \quad (6.8)$$

Modul standart qiymat hisoblanib, «mm»da o'lchanadi, shuning uchun tishli g'ildirakning barcha o'lchamlari «mm» da o'lchanadi. Standartga asosan qator mavjud modullar millimetrning yarmidan 100 mm gacha qiymatni qabul qiladi. Modulning ba'zi bir qiymatlari: $m = 0,5; 1; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5 \dots 100 \text{ mm}$. Tishli g'ildirakning geometrik parametrlarini uning tishlari sonini, standart moduli va standart profil burchagi $\alpha = 20^\circ$ larni bog'lovchi formulalarni yozamiz:

– bo'luvchi aylana radiusi

$$r = \frac{mz}{2} \quad (6.9)$$

– bosh aylana radiusi

$$r_a = r + m \quad (6.10)$$

– oyoq aylana radiusi

$$r_f = r - 1,25m \quad (6.11)$$

– asosiy aylana radiusi

$$r_b = r \cos \alpha \quad (6.12)$$

– tish balandligi

$$h = 2,25m \quad (6.13)$$

– bo'luvchi aylanada tish qadami

$$p = \pi m \quad (6.14)$$

– bo'luvchi aylana bo'yicha tish qalinligi

$$s = \frac{p}{2} \quad (6.15)$$

Bu formulalarni kuzatib: standart normal tishli g'ildirakning hamma geometrik o'lchamlarini aniqlash uchun ikkita qiymatni – z tishlar soni va m tish modulini bilish kifoyadir.

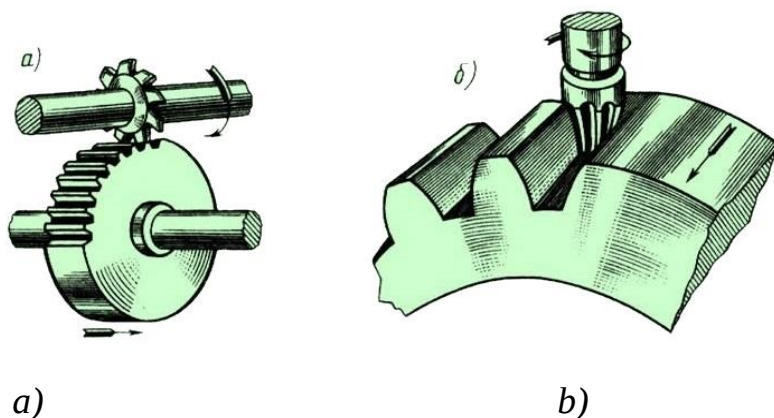
Kopirovka usulida tishli g'ildirakni tayyorlash

Tishli g'ildiraklarni tayyorlashni ikki usul: kopirovka va obkatka usullari mavjud.

Kopirovka usulida asbob rasmi kopirovka qilinadi, uning yordamida g'ildirak xomakisida tishlar oralig'idagi bo'shliqlar kesiladi. Ko'p holatlarda kesuvchi asbob sifatida modulli diskalar yoki barmoqli frezalar qo'llaniladi (6.9-rasm).

Frezalar modulli deyiladi, chunki har bir freza g'ildirak xomakidan aniq modulli ikki tish oralig'idagi bo'shliq olib tashlanadi. Biroq bir xil modulli tish rasmi har xil bo'lishi mumkin, u g'ildirakdagi tishlar soniga bog'liq. Bundan bilinadiki, evolventa egriligi asosiy aylana radiusiga bog'liq. U har xil modulli tishlarda tish oralig'idagi rasm ham mos ravishda har xil bo'ladi, shunday qilib, bir xil modulli frezalar soni mos ravishda shu modulli har xil tishlar soniga mos keladi.

Frezalar sonini kamaytirish maqsadida, tish rasmiga va 20, 21, 22 tishlar soniga yaqin tishli g'ildiraklarni bir xil modulli frezada yasashda ba'zi – bir xatolikka yo'l qo'yish mumkin.



6.9-rasm. Tishli g'ildirakni tayyorlash: a)-diskli freza;
b)-barmoqli freza.

Shuning uchun, modulli frezalarda modul va bu freza bilan kesilishi mumkin bo'lgan tishli g'ildirak tishlar soni diapozoni markirovka qilinadi.

Biroq, bu kopirovka metodining bitta kamchiligi emas. Bitta chuqurlik kesilgandan so'ng, tishli g'ildirak xomakisini bir burchak qadamga burish kerak, unda keyingi chuqurlik kesiladi va h. k. hamma tishlar kesilib bo'lgunga qadar davom ettiriladi. Bu metodning aniqlik darajasi yuqori bo'lgani bilan ish unumdorligi past. Shu sabali, hozirgi paytda kopirovka metodi bo'yicha tishli g'ildiraklarni kesib tayyorlash amalda qo'llanilmaydi.

Ommaviy ishlab chiqarishda tishli g'ildiraklarni tayyorlash quyma va shtampovka (qishlog' xo'jalik mashinasozligida asbobsozlikda) hamda avtomobilsozlikda maxsus kesuvchi kallaklardan foydalaniladi.

Obkatka usulida tishli g'ildirakni tayyorlash

Hozirgi paytda, ko'p holatlarda obkatka usulidan foydalaniladi. Uni quyidagicha ko'rish mumkin. Stolga yon tomoni tish o'qiga nisbatan 20^0 og'ishtirilgan trapetsiya tishli reykani qo'yamiz. Yumshoq material (mo'miyo yoki plastilin) dan tayyorlangan silindrsimon tishli g'ildirak xomakisini bu reykaga bosamiz va unda yumalatamiz. Bu harakat natijasida xomakida tish evolventasi yasaladi. Bu – evolventa xossasiga bog'liq bo'lib, asosiy aylanada to'g'ri chiziqli sirpantirmasdan harakatlantirilganda hosil bo'lgan egrilikdir. Biroq real tishli g'ildirak xomakisi qattiq materialdan tayyorlangan, shuning uchun uni oddiy tish reykasida yumalatish qiyin.

Shuning uchun obkatka harakati kesish harakati bilan to'ldiriladi, shu sababli tish reykasi qattiq materialdan tayyorlanib, uning profilida kesish qirralari bo'ladi.

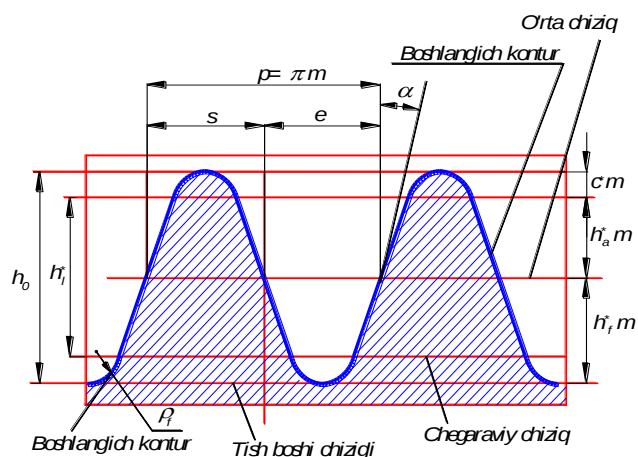
6.10-rasmda evolventali tishli g'ildirakni tayyorlashda foydalaniladigan standart reyka ko'rsatilgan, uni berilgan profilli instrumental reyka deyiladi. Bunday reyka yordamida istalgan tishlar soniga ega bo'lgan aniq modulli tishli g'ildiraklar tayyorlanishi mumkin. Reyka trapetsiya ko'rinishidagi tishlarga ega bo'lib, uning yon tomonini bosh va oyoq qismi galtel yordamida birlashtirilgan. Bosh va oyoq qismidan o'tuvchi chiziqlar mos ravishda bosh va oyoq chiziqlari deyiladi; yon profilida chegaralangan to'g'ri chiziq qismi chegara to'g'ri chizig'i

deyiladi. Tish balandligi reykaning o'rta chizig'i yordamida teng ikki qismga bo'linadi.

Geometrik parametrlar quyidagilardir o'rta chiziq va chegaraviy to'g'ri chiziqlar orasidagi masofa « m » modulga teng. Galtellar balandligi, ya'ni chegaraviy to'g'ri chiziq bilan bosh chizig'lar orasidagi masofa - $s*m$ radial oraliq deyiladi, bunda s^* - radial oraliq koeffitsienti. «Radial oraliq» nomi tishli g'ildiraklar ilashishda bir g'ildirakning tish boshi va ikkinchi g'ildirakning oyog' qismidagi radial oraliq bilan bog'langan. Xuddi shunday oraliq instrumental reyka va tishli g'ildirak xomakisi ilashishida ham bor, buni stanokli ilashma deyiladi. Tish qadami $r=\pi m$ (6.9-rasm), reyka tishi qalinligi $s = 0,5p$, tish yon tomonidagi og'ma burchak $\alpha = 20^\circ$.

Stanokli ilashmani ko'rib chiqamiz. 6.10-rasmning o'rta qismida instrumental reykaning nolli g'ildirak bilan stanokli ilashmasi ko'rsatilgan. Bu holda reykaning o'rta chizig'i kesiluvchi tishli g'ildirakning bo'luvchi aylana chizig'i bilan urinadi. Obkatka harakati strelkalar bilan ko'rsatilgan: reyka chapdan o'ngga harakatlanadi, tishli g'ildirak esa qo'zg'almas markaz atrofida soat strelkasiga teskari yo'nalishda aylanadi. Kesish harakati, ya'ni peykaning qaytma ilgarilanma harakati chizma tekisligiga perpendikulyar tekislikda, bular pastda xoch va aylanadagi nuqtalar ko'rinishida tasvirlangan.

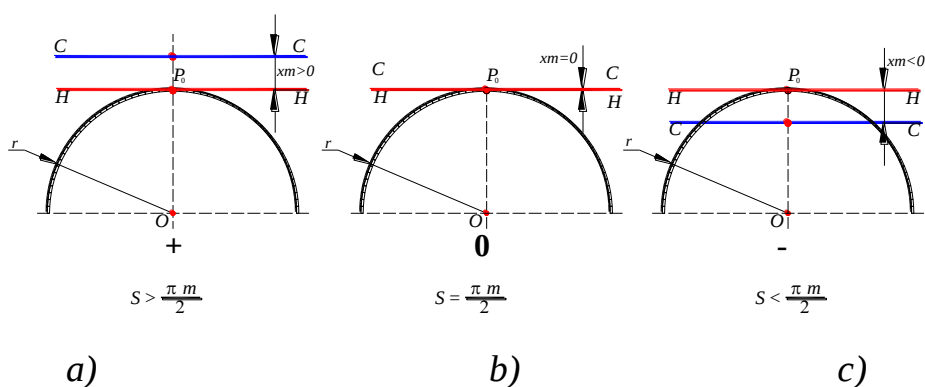
Shuni qayd qilish lozimki, reyka xomakidagi chuqurlikni butuniga birdaniga kesmaydi, ya'ni 6.11-rasmda ko'rsatilgan xolatni birdaniga egallamaydi; reykaga radial uzatma harakat berish yordamida sekin-asta kesiladi. g'ildirak bosh aylanasi va reyka oyog' chizig'i oralig'ida har doim radial oraliq – $s*m$ qoladi (6.10-rasm).



6.10-rasm. Tishli g'ildirakni tayyorlashda foydalaniladigan standart reyka

Bu degani, reyka tishining yon tomonlari tishli g'ildirakning evolventa qismini shakllantiradi, tishli g'ildirakning bosh qismi esa – bu xomakining silindrsimon qismidir. G'ildirak tishlari oralig'idagi bo'shliqni instrumental reyka tishi bilan olib tashlanadi.

Musbat va manfiy g'ildiraklar



6.11-rasm. Tishli g'ildirak va reyka ilashmasi: a)-musbat; b)-nolli; d)-manfiy ilashishlar.

Agar tishli g'ildirakni kesishda, reykaning o'rta chizig'i g'ildirak bo'luvchi aylana chizig'iga yetmasdan, qandaydir masofada to'xtasa (6.11-rasmdagi chap qism), bu holda obkatkada musbat g'ildirak hosil bo'ladi. Bu holda reykaning o'rta chizig'i g'ildirak bo'luvchi aylanadan tashqarida joylashadi. Musbat g'ildiraklarda modul, tishlar soni va bo'luvchi aylana radiusi nolli g'ildirakda qanday bo'lsa, bunda ham shunday bo'ladi, oyoq, bosh radiusi esa va musbat g'ildirakning tish profili mos ravishda nolli g'ildirak parametrlaridan farq qiladi.

Reyka nolli holatdan g'ildirak markazidan tashqariga siljitsa, instrumentning musbat siljishi Δ deyiladi (6.11-rasm), bunda

$$\Delta = x m$$

bu yerda x – musbat siljish koeffitsienti.

Agar tishli g'ildirakni kesishda, reykaning o'rta chizig'i g'ildirak bo'luvchi aylana chizig'iga urinmasdan, qandaydir masofaga g'ildirak markazi tomon siljirilgan bo'lsa (6.11-rasmdagi o'ng qism), u holda obkalkada manfiy qildirak yasaladi. Bu holatda reyka g'ildirak markazi tomon siljiriladi. Manfiy g'ildiraklarda modul, tishlar soni va bo'luvchi aylana radiusi nolinchida qanday bo'lsa, bunda ham shunday bo'ladi, oyoq, bosh radiusi esa va manfiy g'ildirakning tish profili mos ravishda nolli g'ildirak parametrlaridan farq qiladi.

Reykani nolinchida qildirak markazi tomon siljitsa, instrumentning manfiy siljishi $-\Delta$ deyiladi (6.11-rasm), bunda

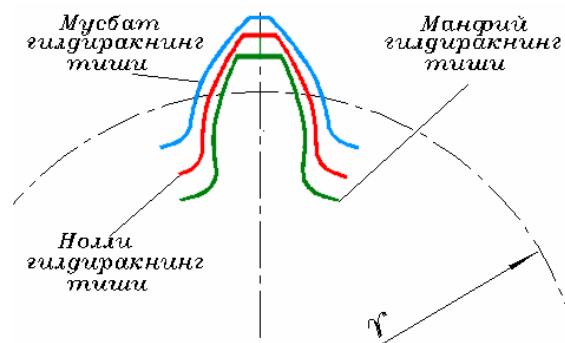
$$\Delta = x m$$

bu yerda $-x$ – manfiy siljish koeffitsienti.

Instrument kesilgan tishli g'ildiraklar korreksiyalangan ijobiy yoki manfiy g'ildiraklar deyiladi, siljish koeffitsienti esa korreksiya koeffitsienti deyiladi.

Nolinchida, musbat va manfiy g'ildiraklar tishlari profillari orasidagi farq 6.12-rasmda ko'rsatilgan.

Nolli g'ildirakning tishiga nisbatan musbat g'ildirakning tishi asosi yo'g'on bo'lib, bosh qismi esa ingichka bo'ladi. Yon profil yasalishida evolventaning qiyaligi kam uchastkasidan foydalaniladi. Bunday tish nolli g'ildirakning tishiga nisbatan mustahkam, shuning uchun musbat g'ildiraklar og'ir yuklarni uzatishda foydalaniladi.



6.12-rasm. Nolinchi, musbat va manfiy g'ildirak tishlari

Manfiy g'ildiraklar tishi nolli g'ildirak tishiga nisbatan asosida ingichka bo'lib, bosh qismi yo'g'ondir. Bunday tish nolli tishga nisbatan kuchsiz. Manfiy g'ildiraklarni tayyorlashda xatolik kam bo'ladi, chunki tish yon profilini xosil qilishda evolventaning eng egri uchastkasidan foydalaniladi. Manfiy g'ildiraklar nolli g'ildirakka nisbatan aniqroq bo'ladi, shuning uchun ulardan asboblarda va mashinalarning kinematik zanjir o'lchovlarida foydalanish mumkin.

Texnologik chegaralar

Instrumental reyka siljish koeffitsientining qiymatilar standartlashtirilgan va kerak paytda g'ildirak tishlar soni va ishlash sharoitiga qarab hisoblanadi. Siljish koeffitsientini tanlashda musbat g'ildirakning bosh qismida va manfiy g'ildirak tishining asosida tish qalinligining kamayishi bilan bog'liq bo'lgan ba'zi-bir texnologik chegaranishlar bilan tanishib chiqamiz.

Reykaning musbat siljishi qancha katta bo'lsa, asosida tish shuncha yo'g'on, bosh qismida esa ingichka bo'ladi. Tish qalinligi kallakda nolga teng bo'lib qolishi mumkin, u tish o'tkirligi deyiladi, mustahkamlik nuqtai nazaridan bunga yo'l qo'yib bo'lmaydi.

Reykaning manfiy siljishi qancha katta bo'lsa, tish asosida uning qalinligi shuncha ingichka bo'ladi. Ba'zi-bir kritik siljishda instrumental reyka tishining bosh qismi tish asosidagi evolventa qismini 6.11-rasmning o'ng qismida ko'rsatilganidek kesib ketadi. Mustahkamlik nuqtai nazardan tish evolventa qismining kesilib ketilishiga yo'l qo'yib bo'lmaydi.

Xuddi shunday tishlar soni kam bo'lgan nolli g'ildiraklarni tayyorlashda, tish asosidagi evolventa qismining kesilishi mumkin. Maxsus hisoblashlar [17] shuni

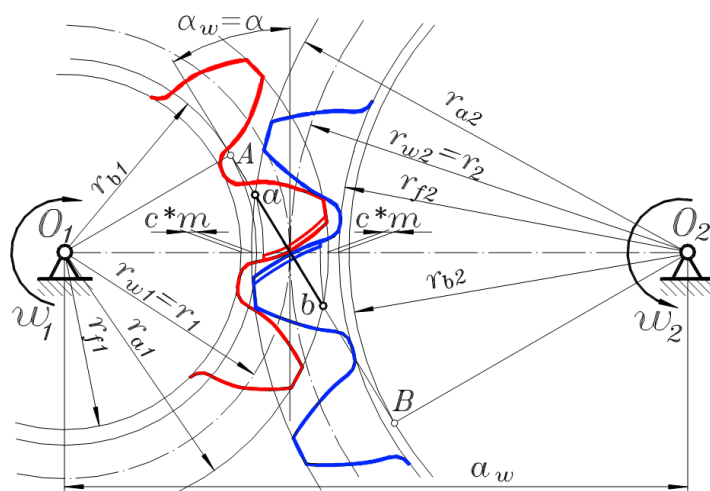
ko'rsatadiki, nolli g'ildiraklarda tishlar soni 17 tadan kam bo'lmasligi kerak, aks xolda tish oyok qismi kesilib ketadi.

Alohida bu texnologik chegaralarni tuzamiz.

1. Instrumentning musbat siljish qiymati tishli g'ildirak tishining uchli bo'lish holati bo'yicha chegaralangan.
2. Instrumentning manfiy siljish qiymati tish asosidagi evolventa qismining kesilib ketishi bo'yicha chegaralangan.
3. Kesilish bo'lmasligi uchun nolinchi g'ildirakning minimal tishlar soni $z_{min} = 17$ bo'lishi kerak.

6.3-§. Tishli ilashma va uning parametrlari

Mashinasozlikda, xususan samolyotsozlikda, keng qo'llanadigan nolli evolventali tishli ilashmalarni o'rganamiz. Bunday ilashmalarda ikkita nolli tishli g'ildiraklar (musbat va manfiydan farqli o'laroq) kontaktda bo'ladi ya'ni ilashadi. Bu g'ildiraklar bitta umumiy m modulga va z_1 va z_2 tishlar soniga ega bo'ladi.



6.13-rasm. Tishli ilashmaning parametrlari

6.13-rasmda bunday ilashma ko'rsatilgan, chapdagi birinchi g'ildirak kichik, o'ngdagi ikkinchisi esa katta. Kichik tishli g'ildirak ko'pincha shesternya deyiladi. 6.13-rasm bo'yicha harakat shesternyadan g'ildirakka uzatiladi.

Ilashgan tishli g'ildiraklarda shunday aylanalar borki, ular bir-biriga tegib turadi va ish jarayonida sirpanmasdan yumalaydi. Bu g'ildiraklar r_{w1} va r_{w2} radiuslarga ega bo'lib, ular boshlang'ich aylanalar deyiladi.

Nolli uzatmada, tishli g'ildirak boshlang'ich aylana radiuslari bo'luvchi aylana radiuslariga teng bo'ladi: $r_{w1} = r_1$ va $r_{w2} = r_2$. Bu yerda shuni ta'kidlash kerakki, uzatmaga taaluqli bo'lgan barcha geometrik parametrlar w indeksiga ega bo'ladi.

Bir g'ildirak bosh aylanasi va ikkinchi g'ildirak oyoq aylanasi orasidagi masofa – c^*m – radial oraliq, s^* – esa radial oraliq koeffitsienti deyiladi; standart uzatmalarda $c^* = 0,25$ ga teng.

Evolventali tishli g'ildirak kontakt nuqtasi oliy kinematik juft bo'ladi. Bu nuqtadan (6.13-rasmda u markazlar chizig'ida yotadi) evolventa xossasiga asosan ilashuvchi tishlar evolventalariga umumiy normal o'tkazish mumkin, bu normal ilashuvchi tishli g'ildiraklarning asosiy aylanalariga urinma bo'ladi.

Bu urinma va markazlar chizig'iga o'tkazilgan perpendikulyar orasidagi burchak α_w ilashish burchagi deyiladi. Standart nolinchi uzatmalar uchun bu burchak berilgan konturning profil burchagiga teng, ya'ni: $\alpha_w = \alpha = 20^\circ$. Ilashuvchi tishli g'ildiraklar aylanish markazlari orasidagi a_w masofa o'qlararo masofa deyiladi.

Tishli uzatmalarni ishlash, ya'ni, ilashish jarayonida, kontakt nuqta har xil holatni egallaydi, biroq istalgan holatda tish yon yuzasiga o'tkazilgan normal evolventa xossalariga muvofiq asosiy aylanaga urinma bo'ladi. Ilashish jarayonida kontakt nuqta asosiy aylanaga o'tkazilgan umumiy urinma bo'yicha siljiydi, shuning uchun bu urinma evolventali uzatmaning ilashish chizig'i hisoblanadi. Shunday qilib, evolventali uzatmaning ilashish chizig'i markazlar chizig'iga ilashish burchagi ostida o'tkazilgan og'ma chiziqdir.

Ilashish chizig'i nazariy va amaliylarga bo'linadi. Nazariy ilashish chizig'i – bu asosiy aylanalarga o'tkazilgan urinma chiziqning urinish nuqtalari orsidagi AB kesmadir (6.13-rasmda). Tish evolventasi tishli g'ildirakning bosh aylanasi bilan chegaralanganligi sababli, tishning yon yuza kontakti ab amaliy ilashish chizig'i bo'yicha o'tadi, u nazariy ilashish chizig'ining bosh aylanalar bilan kesishgan nuqtalari orasidagi masofadir. Tishli uzatmalar ishida, 6.13-rasmda ko'rsatilganidek, g'ildirak aylanishi yo'nalishi bo'yicha kontakt nuqta amaliy ilashish chizig'i bo'ylab a nuqtadan b nuqttagacha siljiydi, ya'ni a nuqtada tishlar

kontaktga kiradi, b nuqtada esa kontaktdan chiqadi. Bu yerda 6.13-rasmda ko'rsatilganidek, nazariy ilashish tirqishsiz hisoblanadi, ya'ni tishlar orasida yon tirqish bo'lmaydi; biroq real uzatmalarda yon zazor bo'ladi va uning qiymati g'ildirak tayyorlashning aniqlik darajasiga bog'liq bo'ladi.

Tishli uzamaning ikkita miqdoriy ko'rsatkichlari: geometrik va kinematik ko'rsatkichlarni farqlanadi. Geometrik ko'rsatkich – bu markazlararo masofadir:

$$a_w = r_1 + r_2 = \frac{mz_1}{2} + \frac{mz_2}{2} \quad , \quad a_w = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} \quad (6.16)$$

Kinematik ko'rsatkich, kirish va chiqish g'ildiraklari burchak tezliklari (yoki aylanish chastotalari) nisbatiga teng bo'lgan uzatish nisbatidir:

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \quad (6.17)$$

Ilashmaning asosiy qonuniga muvofiq $u_{12} = -\frac{r_2}{r_1} = -\frac{mz_2}{mz_1}$

$$u_{12} = -\frac{z_2}{z_1} \quad (6.18)$$

Uzatma turlari

Tishli uzatmalar – tashqi va ichki, sekinlanuvchi va tezlanuvchilarga bo'linadi.

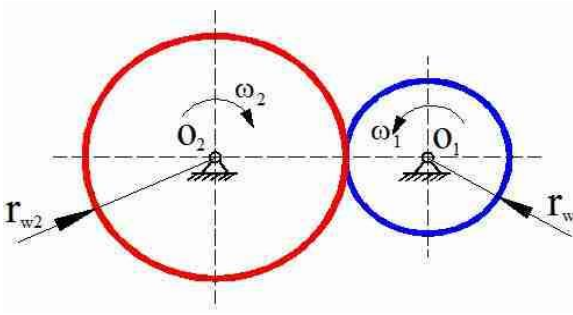
6.14-rasmda tashqi ilashma sxemasi ko'rsatilgan, bunda $z_1 < z_2$. Bu uzatmaning geometrik parametri – markazlararo masofa

$$a_w = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} \quad (6.19)$$

Kinematik parametr – uzatish nisbati qaysi zveno kirish zvenosi ekanligiga bog'liq.

Agar kirish zvenosi kichigi hisoblansa, u holda uzatish nisbati quyidagi

formuladan aniqlanadi: $u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{z_2}{z_1} \quad (6.20)$



6.14-rasm. Tashqi ilashmali tishli mexanizm

Minus ishora tishli g'ildiraklarning qarama-qarshi yo'nalishda aylanayotganligini ko'rsatadi. $z_1 < z_2$ bo'lganligi uchun, uzatish nisbatining absolyut qiymati $|u_{12}| > 1$, $\omega_2 < \omega_1$ bo'ladi. Bunday uzatma sekinlanuvchi bo'ladi va reduktor deyiladi.

Agar kirish zvenosi katta g'ildirak bo'lsa, u holda

$$u_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = -\frac{z_1}{z_2} \quad (6.21)$$

Bu holda uzatish nisbatining absolyut qiymati $|u_{21}| < 1$, $\omega_1 > \omega_2$ bo'ladi. Bunday uzatma tezlanuvchi hisoblanadi va multiplikator deyiladi.

6.15-rasmda ichki tishli uzatma sxemasi ko'rsatilgan. Xuddi oldingi holdagidek $z_1 < z_2$ bo'lsa, birinchi g'ildirak tashqi tishlar, ikkinchi g'ildirak esa ichki tishlar orqali ilashmada bo'ladi.

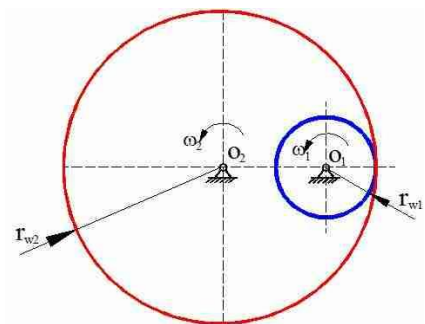
Bunday uzatmaning geometrik parametri – markazlararo masofa:

$$a_w = \frac{m(z_2 - z_1)}{2} \quad (6.22)$$

Bu yerda kinematik parametr – uzatish nisbati har doim musbat, g'ildiraklar bir yo'nalishda aylanadi. Agar kirish zvenosi birinchi g'ildirak hisoblansa, u holda bu reduktor bo'ladi:

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} \geq 1 \quad (6.23)$$

Agar kirish zvenosi ikkinchi g'ildirak hisoblansa (ichki tishlisi), u holda bu multiplikator bo'ladi.



6.15-rasm. Ichki ilashmali tishli mexanizm

$$u_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{z_1}{z_2} \leq 1 \quad (6.24)$$

Hozirgi zamon ko‘pchilik mashinalarida reduktor ko‘rinishidagi tishli mexanizmlardan foydalaniladi, ular mashina dvigatelining aylanish tezligini kamaytiradi. O‘lchamlarni ixchamlashtirish uchun dvigatellar yuqori aylanishlarda ishlaydi.

6.4-§. Tishli g‘ildiraklardan tuzilgan murakkab mexanizmlar

Faqat silindrsimon uzatmalardan tashkil topgan murakkab tishli mexanizmlarni ko‘rib chiqamiz. Shu bobning boshida aytilganidek, bunday mexanizmlar ikki ko‘rinishga: g‘ildirak o‘qlari qo‘zg‘almas va ba’zi bir g‘ildirak o‘qlari qo‘zgaluvchanlarga bo‘linadi.

Tayanchga, ya’ni korpusga nisbatan, bunday mexanizm g‘ildiraklarining o‘qlari qo‘zg‘almas bo‘ladi. Unga stanoklarning tezlik qutilari, avtomobillarning uzatma qutilari, ko‘tarish kranlarining reduktorlari va h.k. kiradi.

6.16-rasmda g‘ildirak o‘qlari qo‘zg‘almas bo‘lgan murakkab tishli mexanizmning asosiy va yuqori tomonidan sxematik ko‘rinishi keltirilgan. Kinematik sxemalarda ko‘pincha bitta ko‘rinish, ya’ni yuqoridan yoki yon ko‘rinish keltiriladi.

Mexanizm to‘rtta qo‘zg‘aluvchan zvenoga ega:

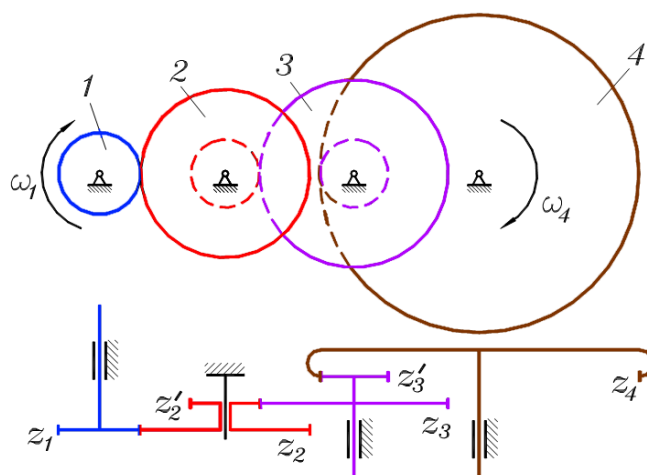
1-zveno – valga qattiq mahkamlangan z_1 tishlar soniga ega bo‘lgan tishli g‘ildirak;

2-zveno – blok-shesternya ya’ni qo‘zg‘almas o‘qda erkin aylanuvchi, z_2 va z'_2 tishlar soniga ega bo‘lgan ikkita bika bog‘langan tishli g‘ildiraklar;

3-zveno – valga bikr mahkamlangan z_3 va z'_3 tishlar soniga ega bo'lgan blokshesternya;

4-zveno – valga qattik mahkamlangan ichki tishlarga va z_4 tishlar soniga ega bo'lgan tishli g'ildirak.

Mexanizm birinchi zvenodan to'rtinchi zvenoga uzatilayotgan burchak tezliklarni kamaytirish uchun qo'llaniladi va u uchta – ikkita tashqi va bitta ichki uzatmalardan tuzilgan. Bunday mexanizm uch qatorli yoki uch pog'onali deyiladi: birinchi pog'ona z_1 - z_2 – tezyurar, ikkinchi pog'ona z'_2 - z_3 – oraliq va uchinchi pog'ona z'_3 - z_4 – sekinyurar.



6.16-rasm. G'ildirak o'qlari qo'zg'almas bo'lgan murakkab tishli mexanizm

Tishli mexanizmlarning kinematik analizi sterjenli va kulachokli mexanizmlarga nisbatan soddaroqdir. Biz barcha tishli g'ildiraklar tekis aylanadi deb faraz qilamiz, kinematik hisoblash masalasi ko'pincha kirish zvenosining burchak tezligi ma'lum bo'lgan holda, qolgan tishli g'ildiraklarning burchak tezliklarini aniqlashga olib keladi. Masala mexanizmدا uzatish nisbati yordamida yechiladi.

6.16-rasmdagi mexanizm uchun chiqish zvenosining burchak tezligi ω_4 ni mexanizmning uzatish nisbati formulasidan topish mumkin:

$$u_{14} = \frac{\omega_1}{\omega_4} \quad (6.25)$$

Uzatish nisbatining ishchi formulasini chiqarish uchun, bu kasrni ikkinchi va uchinchi zvenolarning burchak tezliklariga ko'paytirib, bo'lamiz. Bunda bitta

zvenodagi ikki tishli g'ildiraklarni, ya'ni 2-zvenodagi z_2 va z'_2 va 3 zvenodagi z_3 va z'_3 farqlash, $\omega_2 = \omega'_2$ va $\omega_3 = \omega'_3$ lardan foydalanamiz.

$$u_{14} = \frac{\omega_1 \omega'_2 \omega'_3}{\omega_2 \omega_3 \omega_4}$$

ω_1/ω_2 burchak tezliklar nisbati – bu birinchi pog'onadagi tishli mexanizmning uzatish nisbati, mos ravishda, ω'_2/ω_3 – ikkinchi pog'onaning uzatish nisbati va ω'_3/ω_4 – uchinchi pog'onaning uzatish nisbati. Unda quyidagicha yozish mumkin:

$$u_{14} = u_{12} u_{23} u_{34} \quad (6.26)$$

(6.26) formulaga asosan, murakkab tishli mexanizmning uzatish nisbati uning tarkibiga kiruvchi uzatma uzatish nisbatlarining ko'paytmasiga teng.

Oldingi mavzudagi tashqi va ichki uzatma uzatish nisbati formulalaridan foydalanib, mexanizmning ishchi uzatish nisbati formulasini yozamiz:

$$u_{14} = \left(-\frac{z_2}{z_1} \right) \left(-\frac{z_3}{z'_2} \right) \left(\frac{z_4}{z'_3} \right)$$

Endi (15.1) formuladan to'rtinchi chiqish zvenosining burchak tezligini topish mumkin.

Ko'zg'almas zvenoli tishli mexanizmlar uchun umumiy ko'rinishda uzatish nisbati formulasini yozamiz:

$$u_{1n} = \frac{z_2 z_3 \cdots z_n}{z_1 z'_2 \cdots z'_{(n-1)}} (-1^k) \quad (6.27)$$

bu yerda k – tashqi ilashmalar soni. Uzatish nisbati ishorasini faqat tashqi uzatma o'zgartiradi.

Bu formula bo'yicha g'ildirak o'qlari qo'zg'almas bo'lgan istalgan murakkab tishli mexanizmning uzatish nisbatini hisoblash mumkin.

Endi oldingi rasmdan farqli bo'lgan murakkab tishli mexanizmni ko'rib chiqamiz. Bu mexanizm 6.17-rasmda ko'rsatilgan.

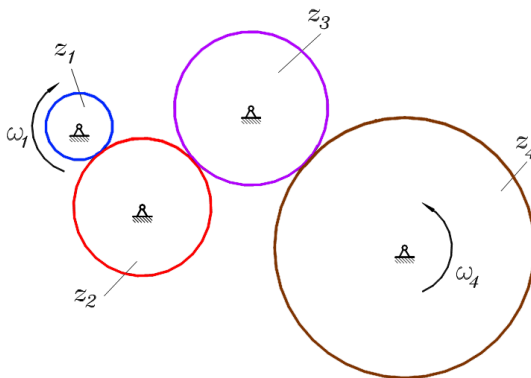
Bu mexanizmni oldingisidan farqi shundaki, uning hamma tishli g'ildiraklari bir qatorda bo'ladi, ya'ni, bu – bir qatorli tishli mexanizmdir. Bu mexanizmning kinematik masalasini yechish uchun (6.27) formuladan foydalanamiz:

$$u_{14} = \frac{z_2 z_3 z_4}{z_1 z'_2 z'_3} (-1^3)$$

Biroq, mexanizm sxemasidan ko'rinib turibdiki, 2 va 3-zvenolar blokshesternya bo'la olmaydi, ular bitta tishli gardishga ega, ya'ni $z_2 = z'_2$, $z_3 = z'_3$. Shuning uchun, qisqartirilgandan so'ng quyidagini hosil qilamiz:

$$u_{14} = \frac{z_4}{z_1} (-1^3)$$

Formuladan shu narsa ko'rinadiki, mexanizmning uzatish nisbati qiymatiga oraliq tishli g'ildiraklar ta'sir ko'rsatmaydi, bu qiymatga faqat bir qatorda joylashgan birinchi va oxirgi g'ildiraklar ta'sir ko'rsatadi. Shu sababli oraliq g'ildiraklarni bunday mexanizmda parazitlar deyiladi. Parazit tishli g'ildiraklar uzatish nisbatining ishorasini o'zgartirish maqsadida (aylanish yo'nalishini o'zgartirish) yoki mexanizmning kirish va chiqish g'ildirak o'qlarining masofasi katta bo'lganda foydalaniladi.



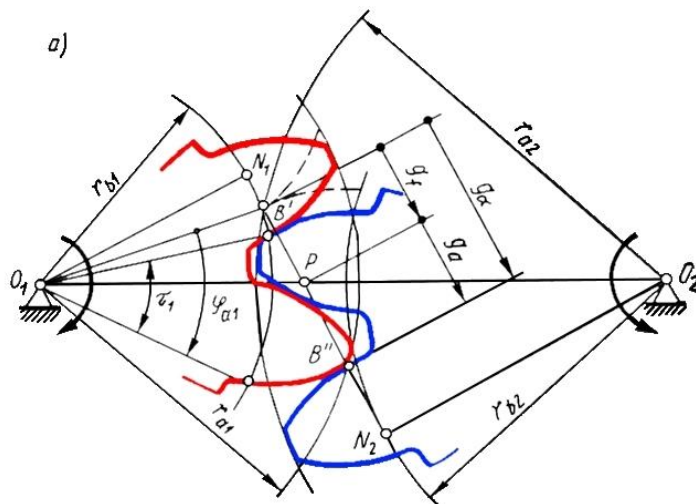
6.17-rasm. Qatorli tishli g'ildirakli mexanizm

Bu mexanizmni ko'rib, kinematik hisoblash uchun umumiy xulosa chiqarish mumkin: agar kinematik zanjirda bir qatorda bir qancha tishli g'ildiraklar joylashgan bo'lsa, u holda uzatish nisbati qiymatiga bu qatorda joylashgan faqat birinchi va oxirgi g'ildiraklarning tishlar soni ta'sir etib, oraliq g'ildiraklar (parazit) esa faqatgina uzatish nisbati ishorasiga ta'sir qiladi.

6.5-§. Tishli uzatmaning sifat ko'rsatkichlari. Siljishni hisoblash koeffitsientlarini tanlash

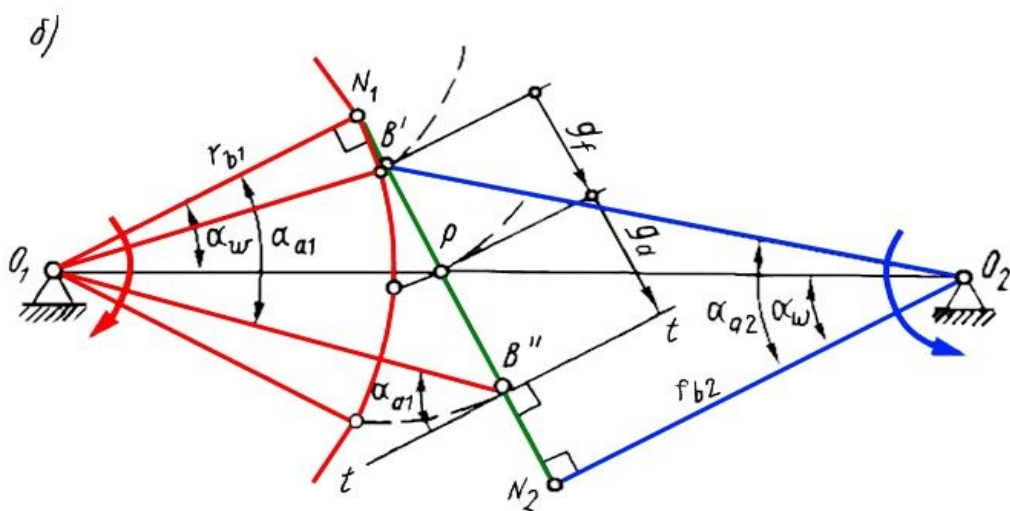
Sifat ko'rsatkichlari. Uzatmani ilashmaning ravon va shovqinsiz bo'lishi, tishlarning mumkin bo'lgan yeyilishi hamda mustaxkamligi nuqtai nazardan baholashga, shuningdek qato uzatmalarni loyihalashda siljishni hisoblash koeffitsientlarini to'g'ri tanlash uchun kerak bo'ladi.

Qoplanish koeffitsienti uzatmadagi ilashmaning uzluksizligi hamda ravonligini hisobga oladi. Uzatmaning bunday sifatlari bir juft tishlarning ishini boshqa juft tishlarning ishi qoplashi bilan ta'minlanadi. Buning uchun har bir keyingi juft tishlari hali oldingi juft tishlar ajralmasdan oldin ilashishi lozim. Qoplanish kattaligi qoplanish koeffitsientiga qarab baholanadi. Qoplanish koeffitsienti ko'ndalang kesimning qoplanish burchagini burchak qadamiga bo'lib aniqlanadi. Ko'ndalang kesimning qoplanish burchagi φ_α – bu, g'ildirak tishlarining o'zaro ilashib V' nuqtada uringan paytdagi holatidan to ularning bir-biridan ajralib V'' nuqtada uringan paytdagi holatiga qadar g'ildirakning burilish burchagidir (6.18 rasm). Binobarin, to'g'ri tishli uzatmaning qoplanish koeffitsienti

$$\varepsilon_\alpha = \varphi_{\alpha 1} / \tau_1 = \varphi_{\alpha 2} / \tau_2 \quad (6.28)$$


6.18. rasm. To'g'ri tishli ilashmada qoplanish koeffitsienti

bu yerda $\tau_1 = 2\pi/z_1$ burchak qadami; $\varphi_{\alpha 1} = g_{a1}/r_{b1}$, bunda $g_a = g_f + g_a$ —aktiv ilashish chizig'ining uzunligi. U aktiv ilashish chizig'ining qutbgacha g_f hamda qutbdan keyingi g_a qismlarining uzunligidan tashkil topadi (6.19-rasm):



6.19 rasm. Tishli ilashmada ilashish aktiv chizig'i

$$g_f = r_{b2}(\tan \alpha_{a2} - \tan \alpha_w) \quad (6.29)$$

$$g_a = r_{b1}(\tan \alpha_{a1} - \tan \alpha_w) \quad (6.30)$$

$r_b = r \cos \alpha = (mz/2) \cos \alpha$ ni e'tiborga olgan holda (6.29) va (6.30) larni (6.28) ga qo'yib to'g'ri tishli uzatmaning qoplanish koefitsientini aniqlash formulasini hosil qilamiz:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{z_1 \tan \alpha_{a1} + z_2 \tan \alpha_{a1} - (z_1 + z_2) \tan \alpha_w}{2\pi} \quad (6.31)$$

Agar (6.31) formulaga asosan hisoblaganda $\varepsilon_\alpha < 1$ bo'lsa, tishlarning ilashish jarayoni uzluksiz bo'lmaydi: bir juft tish hali boshqa juft tish ilashib ulgurmasdanoq ilashmadan ajralishiga ulguradi. Shu sababli ε_α ning ruxsat etilgan eng kichik qiymati 1,05 ga teng. Bu qiymat ilashish jarayonining 5 % zapas bilan uzluksiz bo'lishini ta'minlaydi.

x_1 va x_2 siljish koefitsientlari oshishi bilan ε_α qoplanish koefitsienti kichiklashuvini aytib o'tish muhimdir. Shu sababli uzatmani loyihalashda siljish koefitsientlarini shunday tanlash lozimki, bunda ε_α ning qiymati 1,05 dan kichik bo'lmasin.

Qiya tishli uzatmada bir juft tishning ilashib turish vaqti ($\beta \neq 0$) to'g'ri tishli uzatmaga qaraganda ($\beta = 0$) ziyoddir. Shu sababli qiya tishli uzatmaning ε_γ qoplanish ko'effitsienti ε_α ga qaraganda katta bo'ladi va quyidagi formulaga asosan hisoblanadi:

$$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta \quad (6.32)$$

Ushbu yig'indida ε_α qo'shiluvchi (6.31) formulaga asosan, ikkinchi qo'shiluvchi esa $\varepsilon_\beta = b/p_x$ – munosabatga asosan aniqlanadi. Bunda $b = \varphi m$ tishli g'ildirakning qalinligi, φ - tishning mustahkamligi va yeyilishga chidamliligi shartiga ko'ra belgilanadigan tishli g'ildirakning qalinlik ko'effitsienti, $p_x = \pi m / \sin \beta$ - tishning o'q yo'nalishidagi qadami, b va p_x ni ε_β ni aniqlash ifodasiga quyib ushbuni hosil qilamiz:

$$\varepsilon_\beta = \varphi \sin \beta / \pi \quad (6.33)$$

(6.32) va (6.33) tenglamalardan to'g'ridan-to'g'ri ko'rinib turibdiki, qiya tishli uzatmaning ε_γ qoplanish ko'effitsienti ($\beta \neq 0$) to'g'ri tishli uzatmaning ε_α qoplanish ko'effitsienti ($\beta = 0$) ga qaraganda kattadir. Bu esa qiya tishli uzatmaning afzalligidir.

Sirpanish ko'effitsienti ilashish jarayonida geometrik va kinematik omillarning sirtlarning sirpanish kattaligiga ta'sirini hisobga oladi. Bir sirt boshqa sirtga bosilganda sirpanish bo'lishi sirtlarning yeyilishiga olib keladi. Sirpanish ko'effitsientlari quyidagi formulalar orqali ifodalanadi:

$$\lambda_1 = v_c / v_{k1-k} ; \quad \lambda_2 = v_c / v_{k2-k}$$

bunda: v_c - sirpanish tezligi; v_{k1-k} , v_{k2-k} - urinish nuqtalarining birinchi va ikkinchi g'ildiraklar sirtlari bo'yicha surilish tezligi.

Tishlari soni kam bo'lgan g'ildirak bir marta to'la aylanganda ikkinchi g'ildirak to'la aylanib ulgurmaydi. Binobarin, uning tishlari birinchi g'ildirakning tishlariga qaraganda urinishda i_{12} marta kam ishtirok etadi, shu sababdan uning tishlari kam yeyiladi. Tishlarning yeyilish jadalligini sirpanish ko'effitsientlariga ko'ra solishtirish uchun λ_2 ni $i_{12} — \omega_1/\omega_2 = z_2/z_1$ ga ajratamiz:

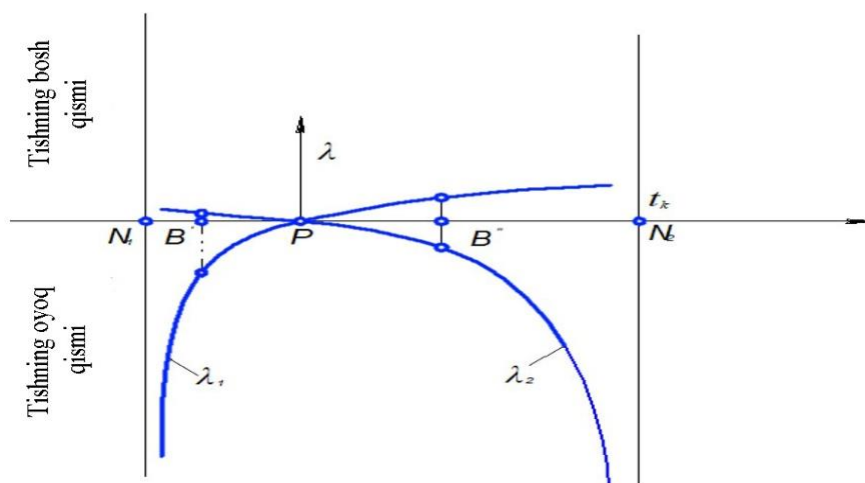
$$\lambda_1 = v_c / v_{k1-k} ; \quad \lambda_2 = v_c / v_{k2,k} u_{21}$$

λ_1 va β_2 larni hisoblash formulalari quyidagi ko‘rinishda bo‘ladi:

$$\lambda_1 = \left(1 + \frac{1}{u_{21}}\right) \frac{l_k}{l_k + l_{p1}} ; \quad \lambda_2 = \left(1 + \frac{1}{u_{12}}\right) \frac{l_k}{l_k + l_{p2}} \quad (6.34)$$

bunda: l_k - bir juft tish urinish nuqtasi K ning hozirgi holatidan ilashish qutbi R gacha bo‘lgan masofani ifodalovchi algebraik kattalik; l_{p1} va l_{p2} — PN_1 va PN_2 kesmalar uzunligining absolyut qiymatlari.

Ilashish jarayonida tishlarning K urinish nuqtasi ilashish chizigi bo‘ylab V' holatdan (tishlarning ilashishi) V'' holatgacha (tishlarning ajralishi) harakatlanadi. Bundan l_k masofa ($-B'P$) qiymatdan nolga qadar, sungra noldan ($+V''R$) qiymatga qadar o‘zgarishi ma’lum bo‘ladi. Shu sababli (6.34) formulaga asosan λ_1 va λ_2 sirpanish koefitsientlari ham ilashish jarayonida o‘zgaradi. λ_1 eng katta qiymatga V' holatda, λ_2 esa V'' holatda erishadi (6.20-rasm).



6.20-rasm Sirpanish koefitsienti

λ_1 va λ_2 sirpanish koefitsientlari x_x va x_2 siljish koefitsientlariga bog‘liq tarzda o‘zgaradi. x_1 va x_2 qiymatlarini o‘zgartirgan holda konstruktor λ_1 va λ_2 koefitsientlarning ish sharoiti talablariga javob beradigan qiymatlarini hosil qiladi.

Nisbiy bosim koefitsienti tishlar geometriyasining (ular sirtining egrilik radiuslarining) tishlar urinadigan joylarda vujudga keladigan urinish zo‘riqlari kattaligiga ta’sirini hisobga oladi. Yuklanish juda oshib ketganda urinish

zo‘riqlari haddan tashqari ortib ketib, natijada tishlar ish sirtining materiali uvalanishi mumkin.

Urinish zo‘riqlari Gers formulasidan aniqlanadi:

$$G = 0.418 \sqrt{\frac{QE}{b} \frac{1}{\rho}}$$

bu yerda: Q – tishlarning o‘zaro ta’sirlashish kuchi; b – tishli g‘ildiraklarning eni; $E = 2e_1e_2/(e_1+e_2)$ - g‘ildirak materiali elastiklikning keltirilgan moduli; ρ - evolventali sirlarning urinish nuqtasidagi egriligining keltirilgan radiusi; bu radius vositasida tish geometriyasining urinish zo‘riqlariga ta’siri aniqlanadi.

Tishlarning hozirgi paytdagi ilashmasi uchun (6.20-rasmga qarang)

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} = \frac{\rho_1 + \rho_2}{\rho_1 \rho_2}$$

munosabat yoki evolventali sirlarning xossasiga asosan

$$\frac{1}{\rho} = \frac{N_1 N_2}{N_1 K \cdot N_2 K} \text{ munosabat o‘rinlidir.}$$

Nisbiy bosim koefitsienta θ deb quyidagi munosabatga aytiladi

$$Q = \frac{m}{\rho} = \frac{m \cdot N_1 N_2}{N_1 K \cdot N_2 K} \quad (6.35)$$

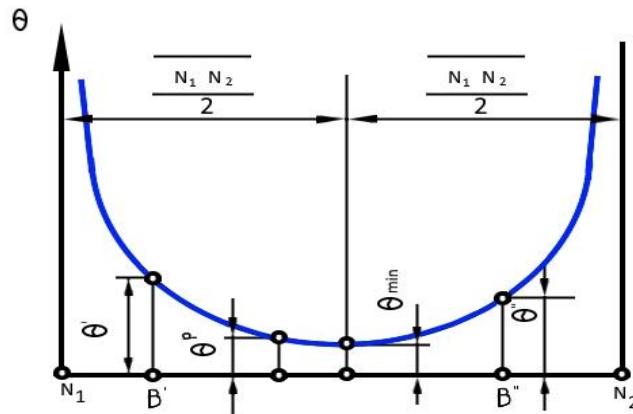
θ koefitsient — m modulga bog‘liq bo‘lmagan o‘lchamsiz kattalik, chunki ρ modulga mutanosibdir.

Tishlarning K urinish nuqtasi ilashish chizig‘i bo‘ylab harakatlanganligi sababli $N_1 K$ masofa kattalashib, $N_2 K$ masofa esa kichiklashib boradi. Shuning uchun, (6.35) tenglamadan ko‘rinib turganidek, θ nisbiy bosim koefitsienta ilashish jarayonida o‘zgaradi.

θ koefitsientni Gers formulasiga qo‘yib ushbuni hosil qilamiz:

$$G = 0.418 \sqrt{QE/(bm)} \sqrt{\theta}$$

x_1 va x_2 siljish koefitsientlari kattalashib borgani sari θ nisbiy bosim koefitsienti kichraya boradi. Shu sababdan konstruktor urinish zo‘riqlarini kamaytira oladi. Buning uchun x_1 va x_2 siljish koefitsientlarini shunday tanlashi kerakki, θ koefitsient mumkin qadar kichik qiymatga ega bo‘lsin.



6.21-rasm. Nisbiy bosim koeffitsientini o'zgarish grafigi

Tashqi ilashmali uzatmalar uchun siljishni hisoblash koeffitsiyentlarini tanlash. Istalgan uzatma uchun x_x va x_2 siljish koeffitsientlarini belgilashda quyidagi uchta shart bajarilishi lozim:

- 1) tish asosi qirqilib o'yilmasligi kerak;
- 2) tish o'tkirlanmasligi darkor;

3) ilashma uzluksiz bo'lishi zarur. Shesternyaga nisbatan qo'yiladigan birinchi shart bajarilishi uchun x_1 siljish koeffitsienti uzining eng kichik x_{min1} qiymatidan katta bo'lishi kerak. Ikkinchi va uchinchi shartlar shesternyaning x_x siljish koeffitsientini eng katta chekli x'_{max1} va x''_{max1} qiymatlar bilan cheklab turadi. Bu chekli qiymatlar har xil bo'lib, tishli g'ildirakni hisoblashda x_{max1} ning kichik qiymatga ega bo'lganidan foydalanish lozim. Shunday qilib, shesternyaning x_1 siljish koeffitsientini shunday belgilash kerakki, bunda $x_{min1} \leq x_1 \leq x_{max1}$ munosabatga amal qilinsin. G'ildirakning x_2 siljish koeffitsienti to'g'risida ham xuddi shu narsani aytish mumkin, ya'ni: $x_{min2} \leq x_2 \leq x_{max2}$.

6.6-§. Planetar mexanizmlarning turlari va ularning kinematik taxlili.

Planetar mexanizmlarni loyixalash (sintez qilish)

Tarkibida qo'zg'aluvchan o'qli tishli g'ildiraklar mavjud bo'lgan uzatmalar planetar mexanizmlar yoki planetar uzatmalar deyiladi.

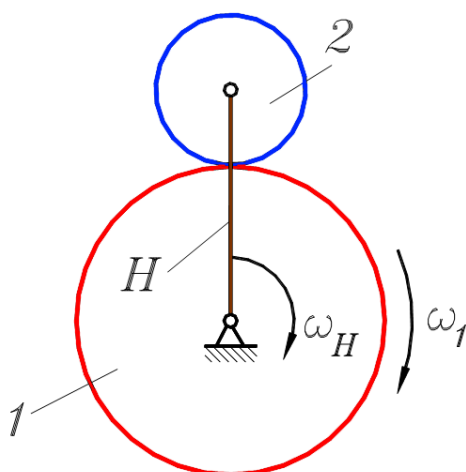
O'qi qo'zg'aluvchan bo'lgan tishli g'ildirak o'rnatilgan zveno dastak (vodilo) deyiladi. O'qi qo'zg'aluvchan zveno esa yo'ldosh (satellit) deyiladi. O'qi

qo'zg'almas zvenolar esa markaziy yoki quyoshsimon g'ildiraklar deyiladi. Quyida 6.22- rasmda planetar mexanizmlarning turlari keltirilgan.

Nº	Mexanizmning shakli	Uzatish nisbati	F.I.K.
1		$u_{1h}^{(3)} = \omega_1 / \omega_h = 1 + z_3/z_1.$ 3....10	0.97....0.99
2		$u_{1h}^{(3)} = \omega_1 / \omega_h = 1 + z_2 \cdot z_4 / (z_1 \cdot z_3).$ 7....16	0.96....0.98
3		$u_{1h}^{(3)} = \omega_1 / \omega_h = 1 - z_2 \cdot z_4 / (z_1 \cdot z_3).$ 25....30	0.9....0.3
4		$u_{1h}^{(3)} = \omega_1 / \omega_h = 1 - z_2 \cdot z_4 / (z_1 \cdot z_3).$ 30....300	0.9....0.3

6.22-rasm. Planetar mexanizmlarning turlari

6.22-rasmda oddiy planetar mexanizm sxemasi keltirilgan. 1-tishli g'ildirak va N-zveno qo'zg'almas nuqta atrofida aylanishi mumkin. N-zvenoda 1-g'ildirak bilan ilashmaga kiruvchi, 2-tishli g'ildirakning aylanish markazida yotadi.



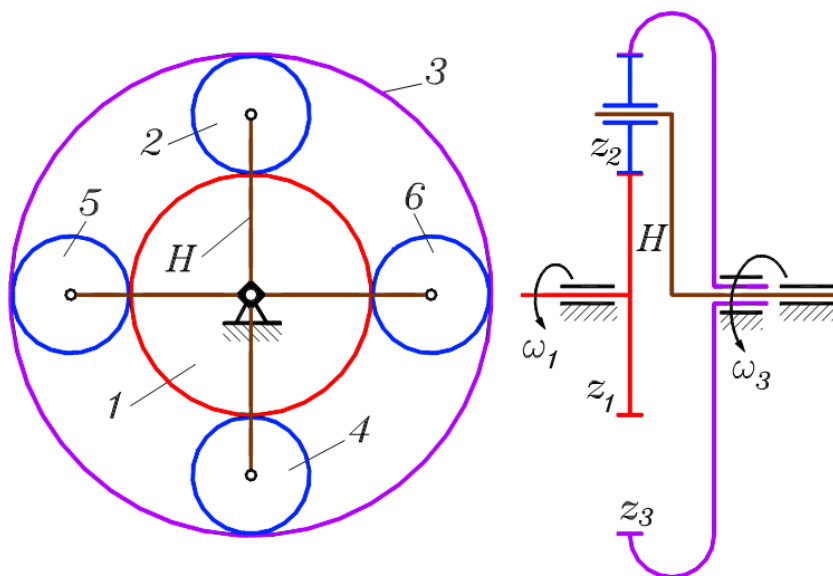
6.23-rasm. Oddiy planetar mexanizm

1- va N -zvenolar bir biriga bog‘lanmagan holda ya'ni, bir xil yoki qarama-qarshi yo‘nalishda, har xil tezlikda aylanishi mumkin. Mexanizm ishlaganda 1-g‘ildirakda yumalanuvchi 2-g‘ildirak murakkab harakat qiladi. Zveno harakati quyosh tizimidagi planetalar harakatiga o‘xshab ketadi, shuning uchun 1-zveno quyoshli g‘ildirak, 2- zveno satellit, N -zveno esa – vodilo deyiladi.

Quyoshli g‘ildirak va vodilo – bu kirish zvenolari, chiqish zvenosi esa satellit hisoblanadi. Murakkab harakatlanuvchi sotellitdan foydalanish, ishchi yoki yordamchi mashina organlarining yuritmasi uchun qiyin. Bu masalani yengillashtirish maqsadida oddiy planetar mexanizmga ichki tishlar bilan 3-markaziy g‘ildirak (6.24-rasm), sotellit bilan ilashmaga kiruvchi toj g‘ildirak qo‘shilgan.

Planetar mexanizm konstruksiyasining yana bir murakkabligi - bitta sotellit muvozanatlanmaganligi sababli uning ishlay olmasligidir: katta aylanish tezliklarida sotellit massalari muvozanatlanmaganligi katta inersiya kuchlarini keltirib chiqaradi, bu esa mexanizmni sinishga olib keladi. Planetar mexanizmدا minimal sotellitlar soni - ikkita, biroq ular soni ko‘p bo‘lishi ham mumkin, o‘ntagacha yetadi. Bu mexanizm gabaritining ixchamlashtirish bilan bog‘lik: o‘nta satellitli planetar mexanizm bir xil quvvatni uzatayotganda, ikkita sotellitli mexanizmga nisbatan kichikroq gabaritga ega bo‘lishi mumkin. Mexanizm ichida uzatilayotgan quvvat sotellitlar soniga teng oqimlarga bo‘linadi. Natijada, o‘nta sotellitli mexanizmدا tishli ilashmadan o‘tayotgan quvvat oqimi ikkita sotellitli

mexanizmga qaraganda besh martta kichik bo‘ladi, bunda modulni, o‘qlararo masofani va umumiy gabaritni kamaytirish mumkin.



6.24-rasm. To‘rt sotellitli planetar mexanizm

6.24-rasmda ko‘rsatilgan mexanizm sxemasida to‘rtta sotellit vodilaga joylashtirilgan. Yon ko‘rinishli, kinematik sxemalarda ko‘pincha faqat bitta sotellit ko‘rsatiladi.

6.24-rasmdagi planetar mexanizm uchun Chebishev formulasi (2.1) bo‘yicha erkinlik darajasi sonini aniqlaymiz:

$$W = 3n - 2p_k - p_o + s$$

Harakatlanuvchi zvenolar soni $n=7$: quyoshli va toj g‘ildiraklar, vodilo va to‘rtta sotellit. Quyi kinematik juftlar soni $r_q=7$: har bir markaziy g‘ildirak tayanch bilan, har bir sotellit esa vodilo bilan kinematik juft hosil qiladi. Oliy kinematik juftlar soni $r_j = 8$: to‘rtta tashqi ilashuvchi sotellitlar bilan quyoshli g‘ildiraklar va to‘rtta ichki ilashuvchi toj g‘ildiraklar bilan oliy kinematik juft hosil qiladi; ortiqcha bog‘lanishlar soni yoki ortiqcha zvenolar $s = 3$: yuqorida aytilganidek, uchta sotellitlar 4, 5 va 6 muvozanatlash, mustahkamlash va gabaritlarini kamaytirish maqsadida kiritilgan, struktura bo‘yicha ular ortiqcha zvenolar hisoblanadi. Chebishev formulasiga qiymatlarni qo‘yamiz:

$$W = 3 \cdot 7 - 2 \cdot 7 - 8 + 3 = 2$$

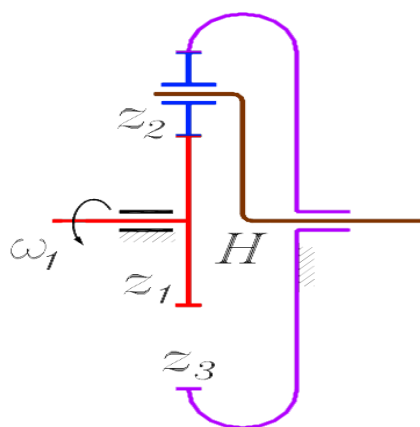
Planetar mexanizm ikkita erkinlik darajasiga ega bo'ladi: u ikkita kirish va bitta chiqish, yoki bitta kirish va ikkita chiqish zvenosiga ega bo'ladi. Bunday mexanizm summator va differensial sifatida foydalaniladi.

Summator ikkita kirish zvenosiga, ko'pincha markaziy g'ildirak va bitta chiqish zvenosi – vodilo ega. Masalan, agar quyoshli g'ildirak 5 marta aylansa, toj g'ildirak – 3 marta, vodilo esa 8 marta aylanadi. Summatorlar ko'pincha konusli uzatmaga ega bo'lib, ularni odatda programmali boshqarish stanoklarining uzatish mexanizmida foydalaniladi.

Differensiallar bitta kirish zvenosiga, ko'pincha, vodilo va ikkita chiqish zvenosi – markaziy g'ildiraklarga ega. Chiqish zvenolari biri ikkinchisiga bog'liq bo'lmagan holatda aylanishlari mumkin va ular harakatining xarakterlari mexanizm konstruksiyasiga bog'liqligidan tashqari, tashqi sharoitlarga ham bog'liqdir. Differensiallar summatorlarga o'xshab, konusli uzatmaga ega bo'lib, transport mashinalarida (avtomobillar, traktorlarda) foydalaniladi. o'ng va chap yetaklovchi g'ildiraklar ularning o'lchamlari va yo'l sharoitiga qarab biri ikkinchisiga bog'liq bo'lmagan holda aylanishlari mumkin. Masalan, agar avtomobil chapga burilganda, chap g'ildirak o'ng g'ildirakga qaraganda kam yo'l bosadi, xuddi shunday bir vaqt oralig'ida chap g'ildirak o'ngga nisbatan kichik burchak tezlikda aylanadi.

Biroq modernizatsiya qilingan planetar mexanizmlar texnikada eng keng tarqalgan: agar markaziy tishli g'ildirakdan biri to'xtatilsa, ikki erkinlik darajasiga ega bo'lgan mexanizm planetar reduktorga aylanadi, ya'ni bitta kirish va chiqish zvenosiga ega, erkinlik darajasi birga teng bo'lgan mexanizmga aylanadi. Planetar reduktorlardan texnologik va transport mashinalarida, shu jumladan samolyot va vertolyotlarning bosh reduktori sifatida foydalaniladi.

Ucha oddiy planetar reduktorlarni: Djeys reduktori, ikki qatorli va David reduktorini ko'rib chiqamiz.



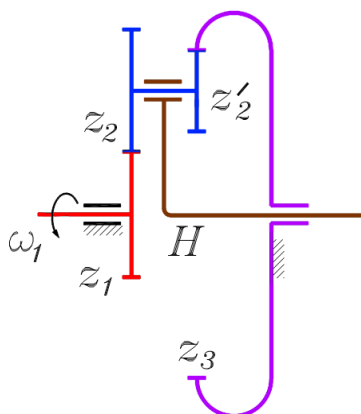
6.25-rasm. Djeysms reduktori

Djeysms reduktori – bu qo‘zg‘almas toj yoki quyoshli g‘ildirakka ega bo‘lgan bir qatorli planetar reduktordir. Ko‘pincha qo‘zg‘almas toj g‘ildirakka ega reduktorlardan foydalaniladi, uning sxemasi 6.25-rasmda keltirilgan. Bunday reduktorning uzatish nisbati:

$$u_{1H} = 1 + \frac{z_3}{z_1} \quad (6.36)$$

$2,5 < u_{1H} < 8$ bo‘lganda reduktordan foydalaniladi. Qo‘zg‘almas quyoshli g‘ildi-rakli Djeysms reduktorida harakat toj g‘ildirakdan vodiloga uzatilganda:

$$u_{3H} = 1 + \frac{z_1}{z_3} \quad (6.37)$$



6.26-rasm. David reduktori

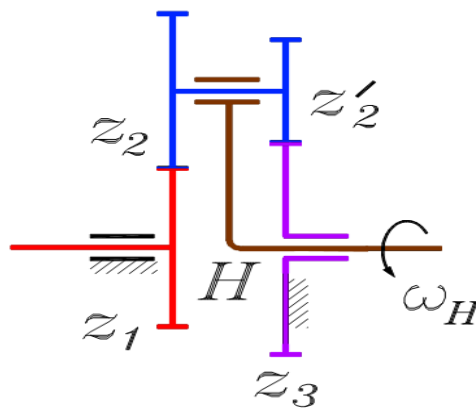
Reduktordan $1,2 < u_{3H} < 1,8$ bo'lganda foydalaniladi. Djeysms reduktori yerusti transport mashinalarining tezlik qutichalarida va yon uzatmalarida, yuk ko'tarish mashinalarida, hamda samolyot va vertolyotlarda aylanma harakatni dvigateldan vintga uzatishda bosh kuchli reduktor sifatida xamda boshqarish tizimi mexanizmlarida foydalaniladi.

Ikki qatorli planetar reduktor ikkilangan sotellit va qo'zg'almas toj g'ildirakka ega (6.26-rasm). Kirish zvenosi quyoshli g'ildirak, chiqish zvenosi esa vodilo hisoblanadi. Reduktorning uzatish nisbati:

$$u_{1H} = 1 + \frac{z_2 z_3}{z_1 z'_2} \quad (6.38)$$

Formuladan ko'rinib turibdiki, bunday reduktorning uzatish nisbati Djeysms reduktorinikiga nisbatan katta bo'lishi mumkin.

Ular $8 < u_{1H} < 15$ bo'lganda foydalaniladi. Kuchli reduktor sifatida samolyotalarda foydalaniladi.



6.27- rasm. Ikkita tashqi ilashmali planetar mexanizm

Agar Djeysms reduktori va ikki qatorli reduktor quyoshli va toj g'ildiraklarga ega bo'lsa, David reduktori esa ikkita quyoshli yoki ikkita toj g'ildiraklarga ega bo'lishi mumkin 6.27-rasmda ikkita quyoshli g'ildirakka ega bo'lgan, ulardan biri 3- g'ildirak qo'zg'almas bo'lgan David reduktori ko'rsatilgan. Bunday reduktorda harakat N vodilodan 1 quyoshli g'ildirakka uzatiladi. Reduktorning uzatish nisbati:

$$u_{H1} = \frac{1}{1 - \frac{z_2 z_3}{z_1 z'_2}} \quad (6.39)$$

(6.39) formuladan ko‘rinib turibdiki, kasrning maxraji qanchalik birga yaqin bo‘lsa, bunday reduktorning uzatish nisbatining qiymati shunchalik katta bo‘ladi. Ulardan $5 < u_{H1} < 10000$ va undan katta bo‘lganda foydalaniladi.

Masalan, agar $z_1 = 100$, $z_2 = 99$, $z'_2 = 100$ va $z_3 = 101$, bo‘lsa

$$u_{H1} = \frac{1}{1 - \frac{99 \cdot 101}{100 \cdot 100}} = 10000$$

Biroq bunday reduktorlarda ishqalanishga katta yo‘qotish sarf bo‘lgani sababli ulardan kuchli uzatma sifatida foydalanish mumkin emas. Uzatish nisbati $u_{H1} = 10000$ ga teng reduktorning foydali ish koeffitsienti $\eta = 0,04$, ya'ni faqat 4% quvvatidan chiqishda foydalanish mumkin, 96% quvvat esa, reduktor ichidagi ishqalanishni yengish uchun sarflanadi. Bunga o‘xshash reduktorlardan o‘lchovchi kinematik zanjirlarda, priborlarda va astronomiyada teleskopni burish uchun foydalaniladi.

Planetar mexanizmni loyihalash (sintezi)

Planetar mexanizmlarni loyihalash uchun ularning sotellitlari har doim bir-biriga nisbatan bir xil masofada joylashgan bo‘lishi kerak hamda ularning ishlashi jarayonida hosil bo‘ladigan markazdan qochuvchi kuchlari o‘zaro muvozanatlashgan bo‘lishi lozim. Sotellitlar 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 vaqti ortadi. Bu holat mexanizmlarning og‘irliklarini kam va o‘zlarini ixcham qilib ishlab chiqarish imkoniyatini beradi. Biroq sotellitlar sonini haddan tashqari ko‘paytirib yuborish ham mumkin emas, chunki ularning ishlash jarayonida tishlari bir-biriga tegib sinib ketishi mumkin. Shuning uchun planetar mexanizmlarni

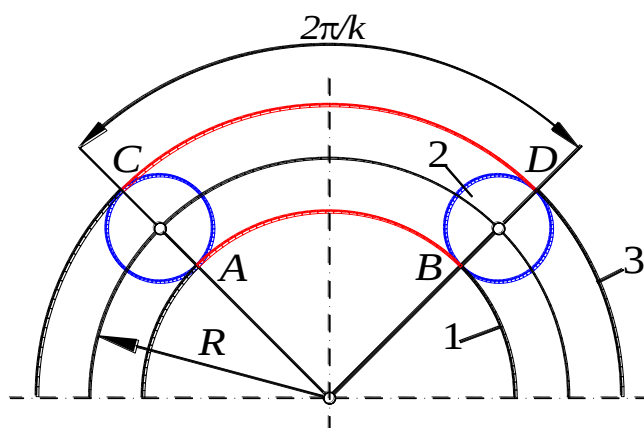
loyihalashda bir necha shartlar mavjud bo‘lib ularni loyihalashni alohida-alohida ko‘rib chiqamiz (6.25-rasmda ko‘rsatilgan Djejms reduktori misolida).

Qo‘shnichilik sharti. Bu shart ikkita qo‘shni bo‘lib joylashgan satellitlarni 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 $2r_a < 2R \sin \frac{\pi}{K}$. Agarda tishli g‘ildiraklarni geometrik

o‘lchamlarini e‘tiborga olsak, $2[0,5m(z_2 + 2)] < 2 \cdot 0,5m(z_1 + z_2) \sin \frac{\pi}{K}$

6.26-rasmda ko‘rsatilgan tasvirni e‘tiborga olib tenglamani quyidagicha yozamiz.

$$\sin \frac{\pi}{K} > \frac{z_2 + 2}{z_1 + z_2} \quad (6.40)$$



6.28- rasm. Planetar mexanizmni loyixalash

O‘qdoshlik sharti. Ush art markaziy g‘ildiraklarni bitta geometrik o‘q atrofida joylashishini talab qiladi (6.26-rasm).

$$r_1 + 2r_2 = r_3 \text{ yoki } z_1 + 2z_2 = z_3 \quad (6.41)$$

Yig‘ish sharti. Ush art sotellit 2 ni tishlari bir vaqtning o‘zida 3 va 1 zvenolarning tishlari bilan ilashishga kirishini talab qiladi. Sotellitlar soni ko‘p bo‘lgan taqdirda birinchi sotellit 1 va 3 zvenolarning tishlari bilan ilashishga kirishadi, lekin ikkinchi va qolgan sotellitlar 1 va 3 g‘ildiraklar tishlari bilan ilashishga kirisha olmaydi, chunki birinchi bo‘lib o‘rnatilgan sotellit 1 va 3 g‘ildiraklar erkinligini yo‘qotib ularni o‘zaro bog‘lab qo‘yadi. Bu muammoni hal

qilish uchun quyidagicha mulohaza yuritamiz: sotellitlar o‘zaro simmetrik ravishda joylashgan deb faraz qilamiz (6.24-rasm), u holda

$$A\bar{B} = \frac{pZ_1}{k}, \quad C\bar{D} = \frac{pZ_3}{k}$$

bu yerda, p -tishlar qadami; k -sotellitlar soni.

AB va CD yo‘llar uzunligida tish qadami p butun son bo‘ylab joylashsin. Butunini « l » qoldig‘ini esa « s » bilan belgilaylik, u holda quyidagilarni yozish mumkin:

$$A\bar{B} = pl_1 + S_1 \quad C\bar{D} = pl_3 + S_3 \quad \text{yoki} \quad pZ_1 = k(pl_1 + S_1) \quad pZ_3 = k(pl_3 + S_3)$$

bu tenglamalarni hadma-had qo‘shamiz, u holda

$$Z_1 + Z_3 = \frac{k}{p}(pl_1 + S_1 + pl_3 + S_3) \quad \text{yoki} \quad Z_1 + Z_3 = k(l_1 + l_3) + \frac{k}{p}(S_1 + S_3) \quad (6.42)$$

Yuqoridagi (6.42) tenglamani 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.

Endi $\frac{k(S_1 + S_3)}{p}$ butun son bo‘lishi uchun $(S_1 + S_3) = p$ bo‘lishi kerak. (6.42) dan

quyidagilarni yozish mumkin: $z_1 + z_3 = k(l_1 + l_3 + 1) = kE$ (6.43) bu yerda, $E = (l_1 + l_3 + 1)$.

Planetar mexanizmlar yig‘ish sharti – (6.43) tenglamadan kelib chiqadi, ya'ni tanlangan z_1 , z_2 va z_3 lardan hosil bo‘lgan planetar mexanizm yig‘ish imkoniyatiga ega bo‘lishi uchun $\frac{z_1 + z_3}{k}$ 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.

Djeyms reduktori misolida planetar mexanizmni sintezi.

Planetar reduktorlarni hisoblash uchun ilashish burchagi $-\alpha=20^\circ$, tishning balandlik koeffitsienti $-h_a=1$, tishlar orasidagi tirqish koeffitsienti $C^*=0.25$ deb qabul qilinadi. Bunda quyidagi shartlarga amal qilish lozim:

Tashqi ilashish hosil qiluvchi g'ildiraklar uchun $z_{min}=17$, $z_i \geq 17$ bo'lib, $\frac{z_i}{k}$ - butun son bo'lishi kerak; k - sotellitlar soni.

Ichki ilashma hosil qiluvchi hamda tishli g'ildiraklar uchun $z_{min}=20$, demak $z_i \geq 20$.

Ichki ilashma hosil qiluvchi hamda tishlari ichkarida joylashgan g'ildiraklar uchun $z_{min}=85$, $z_i \geq 85$.

O'zaro ichki ilashma hosil qiluvchi tashqi va ichki tishli g'ildiraklar tishlari soni orasidagi farq quyidagicha bo'lishi kerak. $z_{ichki}-z_{tash} \geq 8$.

Misol. Quyidagi berilgan qiymatlarga ko'ra planetar mexanizm loyihalansin: $U_{1H}=6$, $k=3$, $m=2$.

Yechish.

- Ichki g'ildirak tishlar sonini sotellit soni $k=3$ ga karrali ravishda tanlaymiz $z_1=21$. Tashqi g'ildirak tishlari sonini aniqlaymiz $z_3 = z_1(U_{1H}-1) = 21 \cdot (6-1) = 105$. Tishlari ichkarida joylashgan g'ildirak uchun minimal tishlar soni $z_{3min} \geq 85$ shart qanoatlantirildi $105 \geq 85$;

1) Sotellit tishlar sonini o'qlarning ustma-ust tushishi shartiga ko'ra aniqlaymiz

$$z_3 = z_1 + 2z_2 \text{ yoki } z_2 = \frac{z_3 - z_1}{2} = \frac{105 - 21}{2} = 42$$

2) Yig'ish shartini tekshiramiz;

$$\frac{z_1 \cdot U_{1H}}{k} = (1 + pk) = B = \frac{21 \cdot 6}{3} (1 + 0 \cdot 3) = 63, \text{ butun son}$$

3) Qo'shnichilik shartini tekshiramiz

$$4) \sin \frac{180^\circ}{k} \geq \frac{z_2 + 2 \cdot h_a}{z_1 + z_2} \quad \sin \frac{180^\circ}{3} \geq \frac{42 + 2 \cdot 1}{21 + 42} \quad 0.866 \geq 0.7$$

Barcha shartlar bajarilganligi uchun tishlar sonini uzil kesil $z_1=21$, $z_2=42$, $z_3=105$ shunday etib qabul qilamiz.

Tayanch soʻz va iboralar

1. Tishli mexanizm – bu mexanizmدا zvenodagi maxsus burtiklar yordamida harakat uzatib, ish jarayonida bir-birini almashtiradi.
2. Silindrik uzatma – gʻildirak oʻqlari parallel uzatma.
3. Konusli uzatma – gʻildirak oʻqlari kesishuvchi uzatma.
4. Giperbola uzatma – oʻqlari ayqash uzatma.
5. Ilashish chizigʻi – bu kontakt nuqtalarning geometrik oʻrni.
6. Evolventa – bu tayyorlash chizigʻini asosiy aylanada harakatlantirilganda hosil boʻlgan egrilik.
7. Parazit gʻildirak – bu uzatish nisbati qiymatiga ta'sir koʻrsatmaydigan tishli gʻildirak.
8. Gʻildirak oʻqlari qoʻzgʻalmas boʻlgan murakkab tishli mexanizm uzatish nisbati unga kirgan uzatmalarning uzatish nisbatlari koʻpaytmasiga teng.
9. Summator – bu ikkita kirish va bitta chiqishga ega boʻlgan planetar mexanizm.
10. Differensial – bu bitta kirish va ikkita chiqishga ega planetar mexanizm.
11. Planetar reduktor – bu bitta qoʻzgʻalmas markaziy gʻildirakka, bitta kirish va bitta chiqish tishli gʻildiraka ega boʻlgan planetar mexanizm.
12. Djeyms reduktori – bu qoʻzgʻalmas toj yoki quyoshli gʻildirakka ega boʻlgan bir qatorli planetar reduktor.
13. David reduktori bu ikkilangan quyoshli yoki ikkilangan toj gʻildiraka ega boʻlgan ikki qatorli planetar reduktor.
14. Ilashish burchagi – bu ilashish chizigʻi va markaziy chiziqqa perpendikulyar orasidagi oʻtkir burchak.
15. Amaliy ilashish chizigʻi nazariy ilashish chizigʻini bosh aylanishlar kesishgan nuqtasida topiladi.
16. Nazariy ilashish chizigʻi – bu ilashuvchi tishli gʻildiraklarning asosiy aylanalariga urinmadir.
17. Ilashuvchi gʻildirak tishlarining qoplanishi – bu shart bir juft tishlar ilashmadan chiqmasdan ikkinchi juft ilashmaga kirishi kerak.

18. Tashqi uzatma – bu manfiy uzatish nisbatiga ega bo‘lgan qarama-qarshi yo‘nalishda aylanuvchi g‘ildiraklar uzatmasi.

19. Ichki ilashma – bu musbat uzatish nisbatiga ega bo‘lgan bir xil yo‘nalishda aylanuvchi g‘ildiraklar uzatmasi.

20. Reduktor – bu sekinlanuvchan uzatma.

21. Multiplikator – bu tezlanuvchan uzatma.

22. Modul – bu bo‘luvchi diametrni tishlar soniga nisbati.

23. Tish qadami – bu bir xil profilli ikki tish oralig‘idagi aylana bo‘yicha o‘lchangan masofa.

24. Modulli diskali freza – bu kopirovka metodida evolventali tishli g‘ildiraklarni tayyorlashda ishlatiladigan freza.

25. Modulli chervyakli freza – bu obkatka metodida evolventali tishli g‘ildiraklarni tayyorlashda ishlatiladigan freza.

26. Musbat va manfiy g‘ildiraklar – bu g‘ildiraklar instrumentni musbat va manfiy siljishda tayyorlanadi.

Nazorat savollari

1. 2-qatorli planetar mexanizm sxemasini chizib, uzatish nisbatini topish formulasini yozing

2. Musbat ilashmalarda bo‘luvchi va boshlang‘ich aylana radiusi qanday o‘zgaradi?

3. Musbat silindrik g‘ildiraklar uchun bo‘luvchi aylana radiusi bo‘yicha tish qalinligini aniqlash formulasini yozing.

4. Nusxa usuli. Bu usul bilan tishli g‘ildiraklar hosil qilishda qaysi asbob ishlatiladi?

5. Nol g‘ildiraklar uchun qaysi radiusda tish qalinligi va ikki tish orasidagi masofani o‘zaro teng bo‘ladi? Sxemada ko‘rsatib, izoh bering.

6. Qanaqa planetar reduktor yordamida uzatishlar nisbati 2–15 ni ta'minlash mumkin?

7. Planetar mexanizmda qo‘shnichilik shartini yozing (K –sattelitlar soni) va

izoh bering.

8. Ilashma moduli m nima va u qaysi formula orqali aniqlanadi?

9. $X=1.25 m$ ifodadagi X ; 1,25 qiymati va m nimani bildiradi?

10. Nol g'ildirak uchun r_f va r_a radiuslarni aniqlash formulalarini yozing va izoh bering.

11. Nolinchi ilashmalar qanday hosil bo'ladi?

12. Qirquvchi reykaning o'rta chizig'ida tish qalinligi va ikki tish orasidagi masofa qanday bo'ladi?

13. Nol g'ildiraklar uchun bo'luvchi aylana radiusi bo'yicha ikki tishni orasidagi masofani aniqlash formulasini yozing va chizmada shu masofani ko'rsating.

14. Avtomobil differensial.

15. Evolventali tishli ilashmaning asosiy teoremasi.

16. Tishli uzatmaning o'qlararo masofasini aniqlash formulasini yozing.

17. Planetar mexanizm uchun qo'shnichilik sharti nima?

18. Instrumental (qirquvchi) reyka tishining balandligi nimaga teng?

19. Tekisilikda joylashgan uch bo'g'inli tishli mexanizm uzatishlar nisbatini toping?

20. Instrumental reyka yordamida (qirquvchi konturda $\alpha=20^\circ$) tishli g'ildiraklar hosil qilishda uning tishlar soni eng kam qiymati nechta?

21. Manfiy ilashmalarda bo'luvchi aylana radiusi qanday o'zgaradi?

22. Planetar mexanizm tezliklar kartinasining masshtab koeffitsienti nima?

23. Planetar mexanizm uchun yig'ish sharti nima? Izoh bering

24. Evolventa va uning xossalari.

25. Shibbalash (obkatka) usuli. Bu usul bilan tishli g'ildiraklar hosil qilishda qaysi asbob ishlatiladi

26. Bitta ichki, bitta tashqi ilashuvchi tishli silindrik g'ildiraklardan tashkil topgan planetar mexanizm uchun o'qlarning o'zaro mos kelish shartini yozing.

27. Differensial reduktorning planetar reduktorga aylantirish mumkinmi?
28. Villis formulasini yozing va unga izoh bering.
29. Manfiy korreksiya qilingan g'ildirak uchun radiuslarni aniqlash formulalarini yozing.
30. Tishli silindrik g'ildiraklarni qirqib hosil qilishi usullarini eng unumdor usuli qaysi?
31. Manfiy korreksiya qilingan g'ildiraklar uchun bo'luvchi aylana radiusi bo'yicha tish qalinligini aniqlash formulasini yozing.

7-BOB. KULACHOKLI MEXANIZMLAR VA ULARNI LOYIHALASH

Ushbu bobda kulachokli mexanizmlar haqida tushunchalar beriladi. Bunda bu turkumga kiruvchi mexanizmlarning klassifikatsiyasi, geometrik va kinematik tahlilari keltirilgan.

7.1-§. Kulachokli mexanizmlarning klassifikatsiyasi va ularning geometrik hamda kinematik tahlili

Tarkibida kulachogi bor bo'lgan oliy kinematik juftli mexanizm kulachokli mexanizm deyiladi. Mexanizmning kirish zvenosi kulachok, chiqish zvenosi esa turtkich deb nomlanadi. Bu mexanizmning vazifasi kulachokning aylanma yoki ilgarilanma qaytma harakatini turtkichning tebranma, ilgarilanma-qaytma yoki murakkab harakatiga o'zgartirib berishdan iborat. Kulachokli mexanizmlar mashinasozlikda juda ko'p ishlatiladigan mexanizmlardan biri bo'lib ular quyidagi afzallik va kamchiliklarga ega:

afzalliklari

- mexanizmda turtkichning istalgan harakat qonuni amalga oshirish mumkin;
- kulachokli mexanizmlarning tuzilish oddiy, ularga texnik qarov o'tkazish qulay;
- kulachokli mexanizmlarning gabarit o'lchamlari ixcham.

kamchiliklari

- kulachok va turtkich orasidagi bosim katta bo'lganligi sababli ishqalanish kuchi oshib ketadi;

– kulachokli mexanizm zvenolarini tayyorlash murakkab bo‘lganligi sababli ularni yig‘ish ham ancha katta aniqlikni talab etadi.

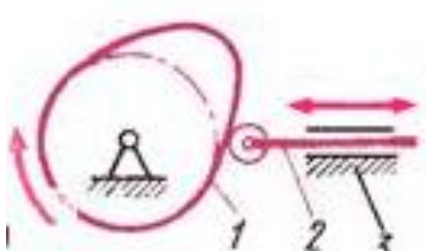
– kulachok va turtkich orasidagi bog‘lanishni doimiy ravishda ta‘minlanishi.

Kulachokli mexanizmlarning rang-barang sxemalarini tartibga solish uchun ularning xarakterli alomatlari tasniflanishidan foydalanish qulay. Bunda shuni nazarda tutish kerakki, har qanday tasniflanish nisbiy bo‘lib tasniflashning yangi alomatlari paydo bo‘lganda u o‘zgarishi yoki to‘ldirilishi mumkin. Kulachokli mexanizmlar quyidagi alomatlari bo‘yicha tasniflanadi.

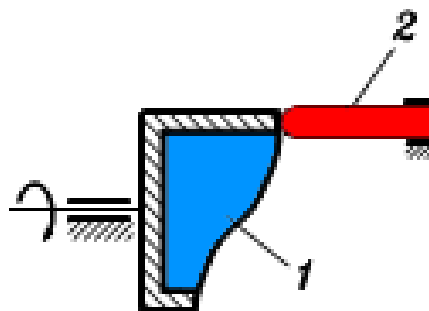
1. Mexanizm zvenolarining joylashuvi bo‘yicha:

a) tekis; b) fazoviy.

Tekis kulachokli mexanizmدا zvenolar bir yoki o‘zaro parallel tekisliklarda harakatlanadi (7.1a-rasm), agar bu shart bajarilmasa, bu mexanizm fazoviy bo‘ladi. Shunday mexanizmlardan biri (7.1 b-rasmda) ko‘rsatilgan: 1-cheti maxsus stakan bo‘lib, u kulachok profilini hosil qiladi. Kulachok chizma tekisligiga perpendikulyar tekislikda aylanadi, 2-turtkich esa chizma tekisligida harakatlanadi.



a



b

7.1-rasm. kulachokli mexanizmlar: a-tekis; b-fazoviy.

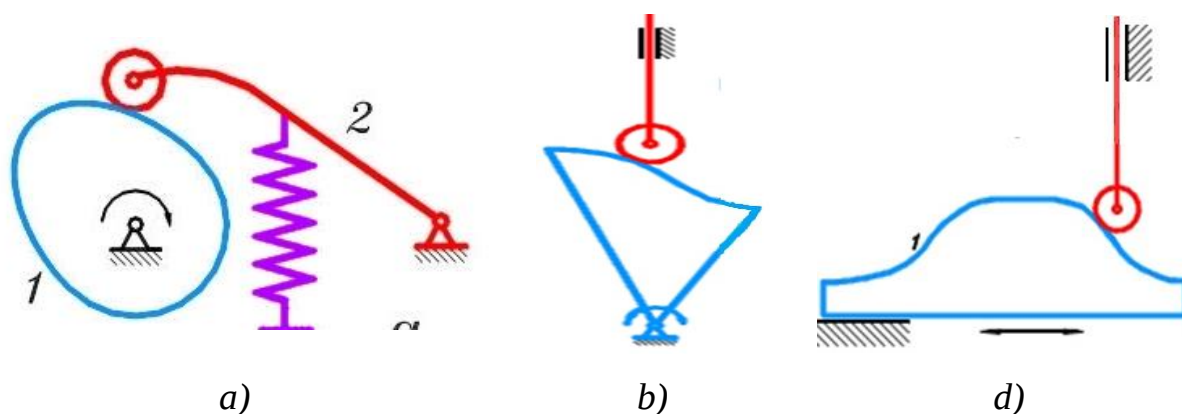
2. Kulachokning harakati bo‘yicha:

a) aylanuvchi kulachokli; b) terbanuvchi kulachokli;

d) ilgarilanma-qaytma qarakatlanuvchi kulachokli.

7.2 a-rasmda aylanuvchi kulachokli; 7.2 b-rasmda terbanuvchi kulachokli; mexanizmlar keltirilgan. 7.2 d-rasmda kulachogi terbanuvchi kulachokli mexanizm ko‘rsatilgan; kulachok sektor ko‘rinishida bo‘lib, u qo‘zg‘almas nuqta atrofida terbanish imkoniyatiga ega. 7.2 e-rasmda kulachogi ilgarilanma harakatlanuvchi

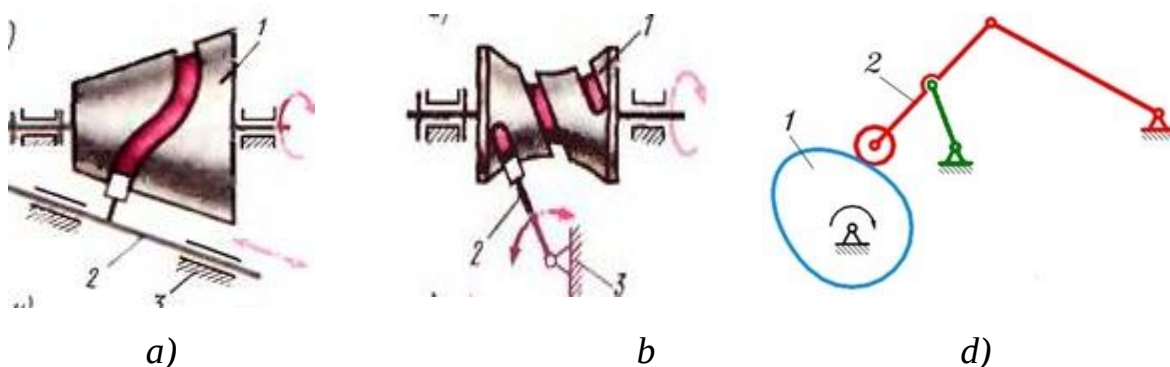
kulachokli mexanizm rasmi keltirilgan, bu kulachok qoʻzgʻalmas yoʻnaltiruvchida qaytma-ilgarilanma harakat qiladi.



7.2-rasm: a)-aylanuvchi kulachokli; b) terbanuvchi kulachokli;
d)- ilgarilanma harakat qiluvchi kulachokli mexanizm.

3. Turtkichning harakati boʻyicha:

- a) turtkichi ilgarilanma harakatlanuvchi; b) terbanuvchi turtkichli;
d) turtkichi murakkab qarakat qiluvchi.



7.3-rasm. a) turtkichi ilgarilanma harakatlanuvchi; b) terbanuvchi turtkichli;d)
turtkichi murakkab qarakat qiluvchi kulachokli mexanizmlar.

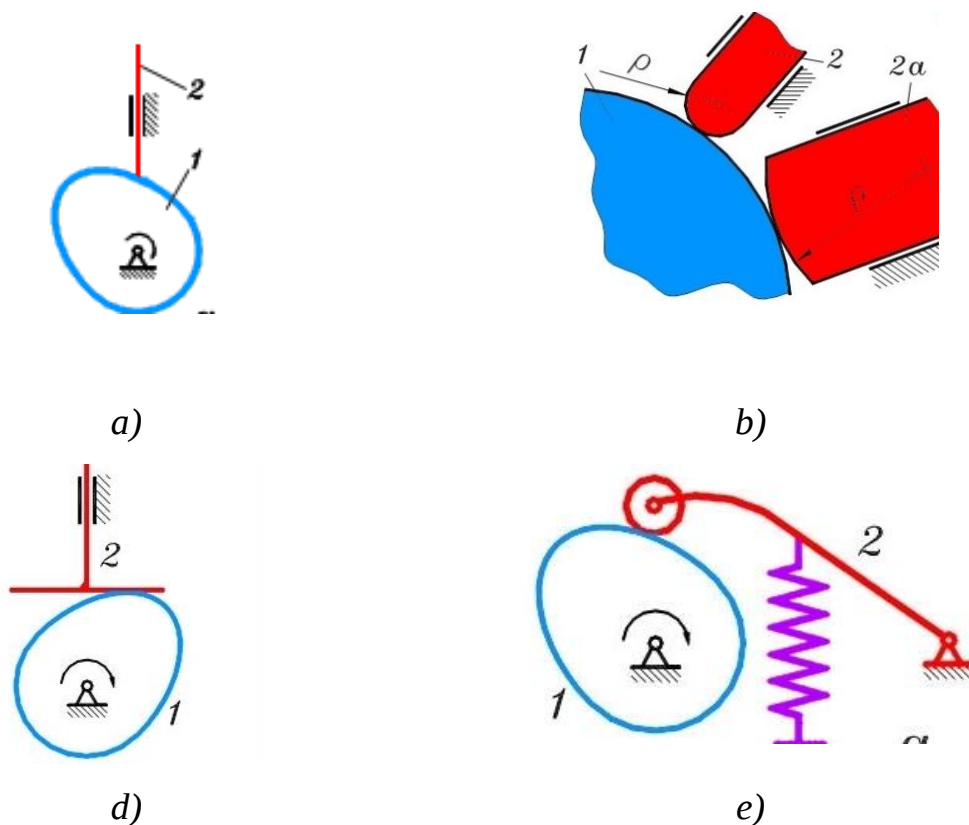
7.3 a)-rasmda koʻrsatilgan kulachokli mexanizmning turtkich ilgarilanma-qaytma harakatlanadi. 7.3 b)-rasmda terbanuvchi turtkichli kulachokli mexanizm keltirilgan: 2-turtkich qoʻzgʻalmas nuqtaga nisbatan terbanishi mumkin, uning harakat qonuni 1-kulachok profiliga bogʻliq. 7.3 d)-rasmda turtkichi murakkab harakat qiluvchi kulachokli mexanizm koʻrsatilgan. 2-turtkich sterjenli

mexanizmning shatuni bo'lib, u nuqta harakatining traektoriyasi bu mexanizm zvenolari o'lchamlariga bog'liq, uning harakatining xarakteri, ya'ni tezlik va tezlanishlari 1-kulachokning profili bilan belgilanadi.

4. Turtkichning konstruksiyasi bo'yicha- turtkichning kulachokka tegib turadigan qismi nazarda tutiladi:

a) o'tkir uchli turtkichli; b) yassi turtkichli; d) tekis turtkichli; e) rolikli turtkichli.

O'tkir uchli turtkichli kulachokli mexanizm sxemasi 7.4 a-rasmda, yassi turtkichli esa 7.4 b-rasmda keltirilgan bo'lib, ikkala holda ham kulachokning turtkich bilan bog'lanishi oliy kinematik juftni tashkil etadi, nazariyada bog'lanish bitta nuqtada sodir bo'ladi. haqiqatda kinematik juft elementlarining elastik siqilishi natijasida kulachokdan turtkichga uzatilayotgan kuch, bog'lanish sirtlarida kontakt yuza hosil qiladi, bu yuza qancha katta bo'lsa, kuchni uzatish sharti shuncha yaxshi bo'ladi, ya'ni kulachokli mexanizmning ishlash sharoiti yaxshilanadi.



7.4-rasm: a) o'tkir uchli turtkichli; b) yassi turtkichli; d) tekis turtkichli; e) rolikli turtkichli kulachokli mexanizmlar.

Turtkichi yoy shaklida bo‘lgan kulachokli mexanizmlar asosan (7.4 b-rasm) kuch uzatishga ishlaydi, bunda turtkich yoy qismining egrilik radiusi qancha katta bo‘lsa, kontakt zonasida shuncha katta yuza hosil bo‘ladi va shu bilan kuchni uzatish sharti osonlashadi. Kontakt yuzaning katta bo‘lganligi sababli turtkichning ishlash sharoiti yaxshi. Yumaloq turtkichli kulachokli mexanizmlar porshenli dvigatellarning gaz taqsimlash tizimlarida, kompressorlarning klapanlarini ochib va yopishni ta’minlashda keng qo‘llaniladi.

Turtkichning egrilik radiusi cheksizlikka o‘tib borishida egrilik nolgacha kamayadi va turtkich bilan kulachok orasidagi kontakt yuza eng katta bo‘lgan tekis turtkich hosil bo‘ladi va mos ravishda kuchni uzatish sharoiti yaxshi bo‘ladi. 7.4 d)-rasmda tekis turtkichli kulachokli mexanizm sxemasi ko‘rsatilgan. Bunday mexanizmlar texnikada keng qo‘llaniladi.

O‘tkir uchli, yumaloq va tekis turtkichli kulachokli mexanizmlarning umumiy kamchiligi shundaki ishlash davrida kulachok va turtkich orasida sirpanib ishqalanish mavjud bo‘ladi. Turtkichi rolikka ega bo‘lgan kulachokli mexanizm (7.4 d-rasm) bundan istisnodir. Bunda qo‘shimcha zveno (rolik) ning va aylanma kinematik jufti «rolik-turtkich» da tirqish kulachokning yuqori chastotada aylanishida hosil bo‘ladigan tebranishlar bunday mexanizmlarni qo‘llashni cheklaydi.

5. Kulachok va turtkichning o‘zaro doimiy bog‘lanishda bo‘lishini ta’minlash usuli (tutashuv) bo‘yicha:



7.5-rasm: a) kuch yordamida tutashuv; b) kinematik (geometrik) tutashuvli kulachokli mexanizmlar.

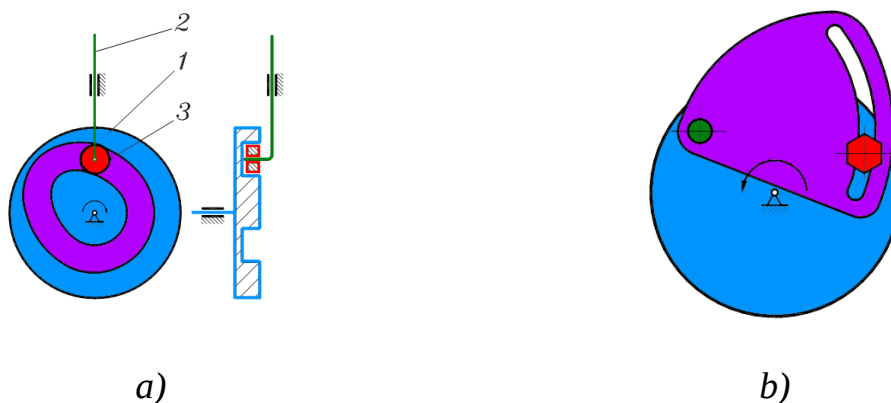
Kuch yordamidagi tutashuvlarda turtkich kulachokka og‘irlik, yoki prujina kuchi, yoki maxsus qurilmalar (pnevmo yoki gidrotsilindrlar) yordamida tegib turadi. Prujina bilan bosish keng tarqalgan (7.5 a)-rasm), bunda prujina parametrlari shunday hisoblanadiki, kulachok tez aylanganida turtkichning uzilmasligini ta'minlovchi parametrlar tanlanadi. Kinematik (geometrik) tutashuvda, mexanizmning konstruktiv xususiyatlariga ko‘ra turtkich kulachok profilidan ajralmasligi kerak. 7.5 b-rasmda mumkin bo‘lgan konstruksiyalardan biri ko‘rsatilgan.

Bu yerda 2-turtkichning 3-roligi, 1-kulachok profilining diskida bajarilgan chuqurchasiga kiradi. Rolik chuqurlikning ichida yumalashi uchun uning diametri chuqurlikning enidan kichik bo‘lishi kerak, bu chap tomondagi kesimda yaxshi ko‘rinib turibdi. Katta tezliklarda u zarbaga uchraydi, shuning uchun bunday mexanizmlardan kichik tezliklarda foydalaniladi.

6. Kulachok profilini o‘zgarishi bo‘yicha:

Texnlolik jarayon talabiga ko‘ra kulachok profilini, turtkich yo‘li va holatini o‘zgartirish mumkin.

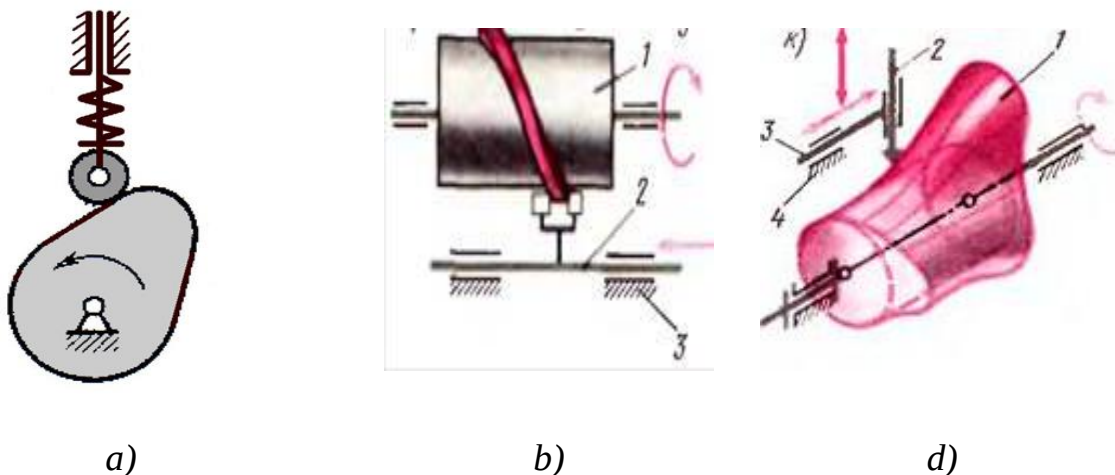
7.6 b-rasmda profili o‘zgarishi mumkin bo‘lgan kulachok konstruksiyasi ko‘rsatilgan. Muayyan profilni sektor diskka sharnirli o‘rnatilgan va vint yordamida har xil holatlarda mahkamlanishi mumkin, shu bilan profilning o‘zgarishi ta'minlanadi.



7.6-rasm: a) profili o‘zgarmaydigan; b) profili o‘zgaradigan kulachokli mexanizmlar.

7. Kulachokning konstruktiv tuzilishi bo'yicha.

7.7-rasmda kulachokning tuzilishi bo'yicha a) aylanuvchi tekis kulachokli mexanizm, b) aylanuvchi silindrik fazoviy kulachokli mexanizm, d) aylanuvchi konoidli fazoviy kulachokli mexanizmlar ko'rsatilgan.



7.7-rasm. Kulachok profili har xil bo'lgan mexanizmlar: a) diskli (tekis); b) silindrik; d) konoidli

Ko'rsatilgan barcha yetti konstruktiv belgilar alohida kulachokli mexanizmni xarakterlashi mumkin. Masalan, 7.2 a-rasmda ko'rsatilgan mexanizm yetarli darajada quyidagicha ta'riflanishi mumkin: aylanuvchi kulachokli rolikli tebranuvchi turtkichli va kuch yordamida tutashgan tekis profili sozlanmaydigan kulachokli mexanizm. 7.5-rasmda tekis va fazoviy kulachokli mexanizmlarning bir necha turlari ko'rsatilgan.

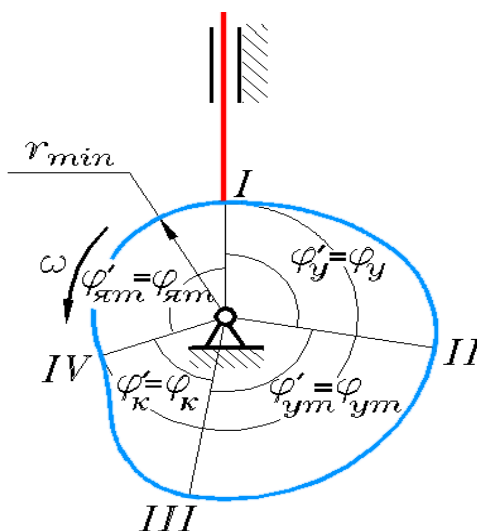
7.2-§. Oddiy kulachokli mexanizmning geometrik va kinematik tahlili

Kulachokli mexanizmning geometrik va kinematik tahlilini bir-biridan ajratib bo'lmaydi, chunki kulachokning rasmi turtkich harakatiga bevosita ta'sir qiladi. Buni quyidagi kulachokli mexanizm misolida ko'rib chiqamiz (7.8-rasm).

Ko'pincha, kulachok profili egri chiziqlar bilan tutashtirilgan ikkita konsentrik aylana yoyidan tuzilgan bo'adi (7.8-rasm); bu chiziqlarning rasmi har xil bo'ladi va loyihalashda beriladi. Kichik aylana minimal r_{min} radiusdagi aylana deyiladi va istalgan kulachok konstruksiyasining asosini tashkil qiladi. Aylana yoylarining egri chiziqlar bilan tutashgan nuqtalari (7.8-rasmda I, II, III, IV nuqtalar) profil

chegasini cheklovchi profilning harakterli nuqtalari bo‘ladi. Sxemada kulachok turtkich bilan I nuqtada kontaktda bo‘lgan holati tasvirlangan.

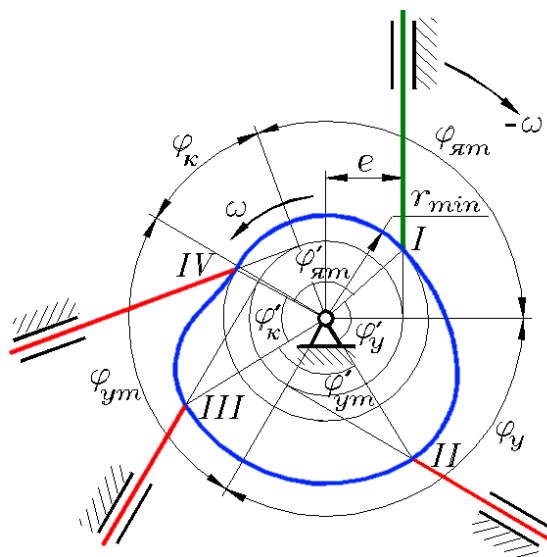
Kulachok aylananda turtkich harakatini ko‘ramiz. Kulachok aylanish yo‘nalishi (soat strelkasiga teskari) bo‘yicha φ'_u burchakka burilganda, turtkich kulachok markazidan uzoqlashadi, shuning uchun profildagi I-II uchastka uzoqlashuv uchastkasi deyiladi, bu uchastkaga mos ravishda markaziy burchak φ'_u – profil uzoqlashuv burchagi to‘g‘ri keladi. Kulachokning keyingi burilishida turtkich II-III uchastkada kulachok profili bilan kontaktda bo‘lganida, bu profil aylana yoyi bo‘yicha bajarilgan, turtkich qo‘zg‘almas holatda bo‘ladi, kulachok markazidan eng uzoqda joylashadi. Shuning uchun bu profil uzoqda turish



7.8-rasm. Kulachokning faza burchaklari.

uchastkasi deyiladi, unga kulachokning markaziy burchagi φ'_{ut} mos keladi, shu sababdan uzoqda turish profil burchagi deyiladi. Turtkich III-IV uchastkada profil bilan kontaktda bo‘lganda, turtkich kulachok markazi tomon yo‘naltiruvchi bo‘yicha qaytadi. Shuning uchun, bu uchastkani profilning qaytish uchastkasi deyiladi, unga kulachokning markaziy burchagi φ'_q mos keladi, u profil qaytish burchagi deyiladi. IV-I uchastkada kontaktdagi turtkich kulachok markaziga eng yaqin holatda qo‘zg‘almas holatda bo‘ladi, mos ravishda bu uchastka yaqinda turish uchastkasi deyiladi, φ'_{yat} – kulachok burchagi esa profilning yaqinda turish burchagi deyiladi.

Kulachokli mexanizmning geometrik va kinematik parametrlari to'g'risida gapirilganda, kulachokning profil burchaklari va kulachokli mexanizmning faza burchaklarini farqlash kerak. Kulachokning profil burchaklari – bu kulachokning markaziy burchaklari bo'lib, ular profilning xarakterli uchastkalari bilan chegaralangan; profil burchaklar kulachokka tegishli, ya'ni uning geometrik parametrlari hisoblanadi; bu burchaklar yuqorida ko'rildi. Kulachokli mexanizmning faza burchaklari – bu kulachokning burilish burchagi (φ_u , φ_d , φ_v va φ_b), turtkich harakatining bazasiga mos tushadi: uzoqlashuvi, qaytuvi, uzoqda va yaqinda turish faza burchaklari kulachokli mexanizmga tegishli bo'lib, uni kinematik parametrlar deyiladi.



7.9-rasm. Dezaksial kulachokli mexanizm.

Profil va faza burchaklarining ustma-ust tushmasligini markaziy bo'lmagan kulachokli mexanizm misolida ko'rsatamiz (7.9-rasm). Bu mexanizm turtkichning harakat chizig'i kulachokning aylanish markazidan o'tmaydi, undan ye masofada uzoqda o'tadi, uni eksentrisitet deyiladi. Mexanizm ishini tahlil qilish uchun qaytarilgan harakat usulidan foydalanamiz, bunda kulachok qo'zg'almas deb, turtkich yo'naltiruvchisi bilan birga kulachok markazi atrofida kulachok aylanishiga teskari yo'nalishda - ω_1 burchak tezlikda aylanadi deb qaraladi. Bu tizim burilishida turtkich yo'naltiruvchisi bo'ylab kulachok profiliga mos siljiydi. Turtkichning kulachok profilidagi II, III va IV xarakterli nuqtalarda bog'langan holatini chizamiz.

Turtkich bu holatlarda e radius bilan chizilgan aylanaga o'tkazilgan urinma bo'ylab joylashadi. Turtkichning bu holatlar oralig'idagi burchaklari kulachokning burilish burchagiga, mos ravishda tolkatelning harakat fazalari, ya'ni faza burchagiga teng bo'ladi. Bu burchaklarni ko'rsatish uchun urinish nuqtalaridan radiuslar o'tkazamiz; bu radiuslar oralig'idagi burchaklar, faza burchaklari bo'ladi. Profil va faza burchaklari orasidagi farq 7.9-rasmdan ko'rinib turibdi: φ_u uzoqlashuv faza burchagi φ'_u profil burchagidan katta, φ_q qaytish faza burchagi esa φ'_q profildan burchagi kichik. Uzoqda va yaqinda turish uchastkasida bu burchaklar bir xil.

7.3-§. Turtkichi ilgarilanma harakatlanuvchi kulachokli mexanizmning tezliklar rejasi va uzatish nisbati

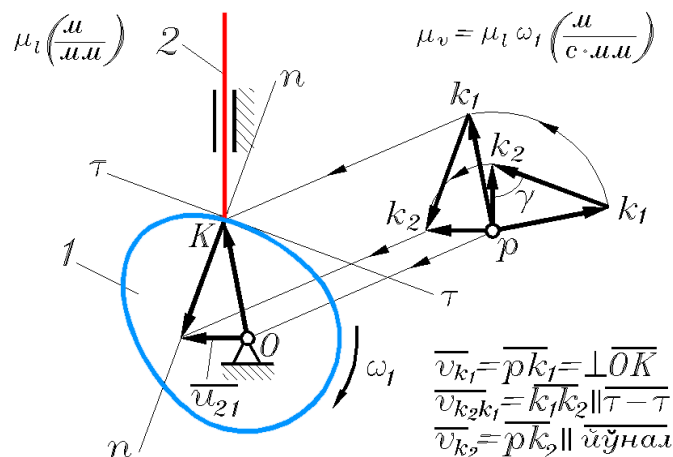
Kinematik diagrammalar to'liq ishchi burchak oralig'ida turtkich harakatining xarakterini tavsiflaydi. Agar kulachokli mexanizmning muayyan holati uchun turtkichning tezligini topish talab etilsa, kinematik diagrammani qurmasdan, tezliklar plani va uzatish nisbati metodlaridan foydalanish mumkin.

O'tkir uchli turtkichli oddiy kulachokli mexanizm tezliklar planini qurishni ko'rib chiqamiz (7.10-rasm). Uning sxemasi μ_l masshtabda tasvirlangan. Bu mexanizmda turtkichning harakat chizig'i kulachokning aylanish markazidan o'tmaydi, ya'ni bu mexanizm markaziy emas, u dezaksial yoki eksentrik deyiladi. Tezliklar planini boshlang'ich zveno masshtabida quramiz, bizning holatda kirish zvenosi-kulachok masshtabida, ya'ni $\mu_v = \mu_l \omega_1$

Qutb r dan k_1 nuqtaning tezlik vektorini, ya'ni kulachokning kontakt nuqtasidan OK radiusu-vektorga teng va unga perpendikulyar qilib o'tkazamiz (7.10-rasmda keltirilgan). Turtkichga tegishli k_2 kontakt nuqtaning tezlik vektorini quyidagi vektor tenglamadan topamiz:

$$\overline{v_{k2}} = \overline{v_{k1}} + \overline{v_{k2k1}}$$

Oliy kinematik juftlar nazariyasiga asosan, turtkich va kulachok kontakt nuqtalarining nisbiy tezligi kulachok profiliga o'tkazilgan urinma bo'yicha yo'naladi. Shuning uchun, grafik qo'shish amalini bajarib, k_1 nuqta tezlik



7.10-rasm. Markaziy kulachokli mexanizming tezliklar rejasi.

Ikki chiziqning uchrashuv nuqtasida turtkich kontakt nuqtasi absolyut va nisbiy tezliklari vektorlarining oxirida yotadi.

Topilgan tezliklar plani kulachokli mexanizmning berilgan holati uchun turtkich tezligining qiymatini topishga imkon beradi:

$$v_2 = v_{k_2} = \overline{pk_2} \mu_l \omega_l \text{ (m/s)} \quad (7.1)$$

Kulachokli mexanizmning uzatish nisbati metodini qo‘llab, turtkichdan kulachokka bo‘lgan uzatish nisbatini topamiz:

$$u_{21} = \frac{v_2}{\omega_1} \quad (7.2)$$

(7.1) ni hisobga olib, quyidagini yozamiz:

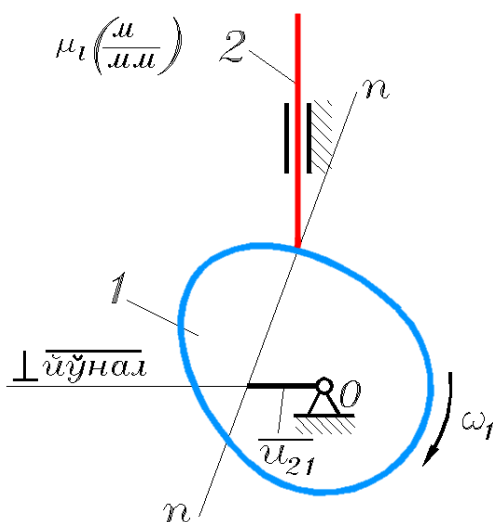
$$u_{21} = \frac{\overline{pk_2} \mu_l \omega_1}{\omega_1} = \overline{pk_2} \mu_l \quad (\text{m}) \quad (7.3)$$

Shunday qilib, pk_2 kesma μ_l masshtabda u_{21} uzatish nisbatining tasviri bo‘ladi. Biroq, bu kesmani tezliklar planini qurmasdan oddiyroq usulda ham topish mumkin. Tezliklar planini kulachok aylanishi yo‘nalishiga teskari tomonga 90^0 ga buramiz, so‘ng uni mexanizm sxemasiga shunday ko‘chiramizki, unda plan qutbi

kulachok aylanish markazi bilan ustma-ust tushsin, u holda pk_1 vektor OK radius-vektor bilan ustma-ust tushadi, k_1k_2 nisbiy tezlik vektori kontakt nuqtadan o'tkazilgan $n-n$ normal bo'ylab joylashadi. Uzatish nisbatining tasviri pk_2 vektori esa kulachokning aylanish markazidan o'tkazilgan turtkichning harakat chizig'iga perpendikulyar yotadi.

Mexanizm sxemasi bilan ustma-ust joylashgan burilgan tezliklar plani ko'rish quyidagi qoidani rasmlantirish imkoni beradi.

Kulachokli mexanizm u_{21} uzatish nisbatini topish uchun, uning sxemasida ikki chiziqni o'tkazish kifoya: kontakt nuqtadan kulachok profiliga normal va kulachok aylanish markazidan turtkich yo'naltiruvchisiga perpendikulyar;



7.11-rasm. Kulachokli mexanizmدا uzatish nisbatı.

kulachokning aylanish markazidan o'tkazilgan perpendikulyarning normal bilan uchrashgan nuqtagacha bo'lgan kesma, qidirilayotgan $\overline{u_{21}}$ uzatish nisbatining μ_l masshtabdagi ifodasi bo'ladi, u 7.11-rasmda ko'rsatilgan. Demak, kulachokli mexanizmning sxemada ko'rsatilgan holatida, turtkich tezligi (7.2) ni hisobga olganda quyidagicha aniqlanadi:

$$v_2 = u_{21} \omega_1 = \overline{u_{21}} \mu_l \omega_1 \text{ (m/s)}$$

7.4-§. Tebranuvchi turtkichli kulachokli mexanizmning tezliklar rejasi va uzatish nisbati

Endi turtkichi tebranma turtkichli kulachokli mexanizmni ko‘rib chiqamiz va turtkichning oniy tezligini tezliklar plani va uzatish nisbati metodlari bo‘yicha topish uchun yuqorida bayon qilingan hamma protseduralarni bajaramiz.

Tebranma turtkichli kulachokli mexanizmning μ_l masshtabda chizilgan sxemasi 7.12-rasmda ko‘rsatilgan, tezliklar planini boshlang‘ich zveno – kulachok ($\mu_v = \mu_l \omega_1$) masshtabida quramiz.

Qutb r dan k_1 nuqtaning tezlik vektorini, ya'ni kulachokning kontakt nuqtasidan chiziqni O_1K radius-vektoriga teng va perpendikulyar qilib o‘tkazamiz (7.12-rasmda keltirilgan). Turtkichga tegishli k_2 kontakt nuqtaning tezlik vektorini quyidagi vektor tenglamadan topamiz:

$$\overline{v_{k2}} = \overline{v_{k1}} + \overline{v_{k2k1}}$$

Oliy kinematik juftlar nazariyasiga muvofik, turtkich va kulachok kontakt nuqtasining nisbiy tezligi kulachok profiliga o‘tkazilgan urinma bo‘yicha yo‘naladi. Shuning uchun, grafik qo‘shishni amali bajarib, k_1 nuqta tezlik vektorining oxiridan τ - τ urinmaga parallel chiziq o‘tkazamiz.

Tebranuvchi turtkich k_1 kontakt nuqtasining absolyut tezligi radius-vektorga perpendikulyar bo‘ladi, shuning uchun tezliklar planidagi qutbdan mexanizm sxemasidagi O_2K kesmaga perpendikulyar chiziq o‘tkazamiz. Ikki chiziqning uchrashuv nuqtasida turtkich kontakt nuqtasi absolyut va nisbiy tezlik vektorlarining oxirida yotadi.

Qurilgan tezliklar plani kulachokli mexanizmning berilgan holati uchun turtkich tezlik qiymatini topish imkonini beradi:

$$\omega_2 = \frac{v_{k2}}{O_2K} = \frac{\overline{pk_2} \mu_l \omega_1}{O_2K \mu_l}$$

Qisqartirishlardan keyin quyidagini hosil qilamiz:

$$\omega_2 = \frac{pk_2 \omega_1}{O_2K} \quad (7.4)$$

Kulachokli mexanizmning uzatish nisbati metodini qo‘llab, o‘sha tezlikni topamiz. Turtkichdan kulachokka uzatish nisbati:

[illegible]

(7.4) ni hisobga olib, ushbu ifodani belgilaymiz:

$$u_{21} = \frac{\overline{pk_2} \omega_1}{O_2 K \omega_1} \text{ qisqartirishlardan so'ng quyidagi ifodani hosil qilamiz:}$$

$$u_{21} = \frac{\overline{pk_2}}{O_2 K} \quad (7.6)$$

Biroq, bu nisbatni tezliklar planini qurmasdan oddiyroq usul bilan ham topish mumkin. Yordamchi amallarni bajarib, bu usulga o‘tamiz.

Tezliklar planini kulachokning aylanish yoʻnalishiga teskari tomonga 90° ga buramiz, soʻng uni mexanizm sxemasiga shunday koʻchiramizki, unda reja qutbi kulachok aylanish markazi bilan ustma-ust tushsin (7.12-rasm). U holda pk_1 vektor O_1K radius-vektor bilan ustma-ust tushadi, k_1k_2 nisbiy tezlik vektori kontakt nuqtasidan oʻtkazilgan $n-n$ normal boʻylab joylashadi, pk_2 vektori esa turtkichning O_2K kesmasiga parallel boʻladi. k_1k_2 vektor bilan O_1O_2 kesmaning uchrashuv nuqtasi R ni beradi. Uchburchak $\triangle O_2RK$ va $\triangle O_1Rk_2$ larni taqqoslash, ularning oʻxshashligini koʻrsatadi. Shuning uchun:

$$\frac{\overline{pk_2}}{\overline{O_2K}} = \frac{\overline{O_1P}}{\overline{O_2P}}$$

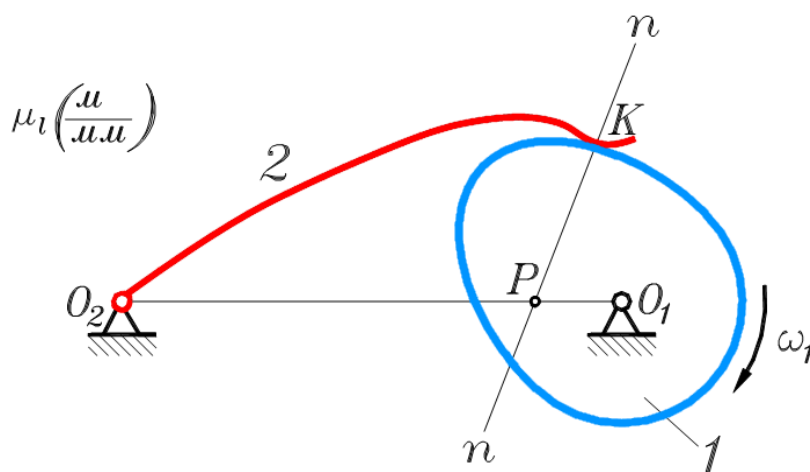
(10.4) va (10.5) larni hisobga olib, quyidagini yozish mumkin:

$$u_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\overline{O_1P}}{\overline{O_2P}} \quad (7.7)$$

Mexanizm sxemasi bilan ustma-ust tushirilgan burilgan tezliklar planini quyidagi qoidani rasmlantirish mumkin.

Kulachokli mexanizm uzatish nisbatini topish uchun, uning sxemasida ikki to'g'ri chiziqni: biri – kulachok va turtkich aylanish markazlaridan va ikkinchisi – kontakt nuqtasidan kulachok profiliga normal o'tkazish kifoya (7.13-rasm).

Bu chiziqlarning kesishish nuqtasi, kulachok va tolkatel aylanish markazlarini birlashtiruvchi kesmani, kulachok va turtkich burchak tezliklariga teskari proporsional bo'laklarga bo'ladi. Bunda O_1R va O_2R kesma yo'nalishning qiymati ahamiyatga ega: agar ular karama-qarshi tomonga yo'nalgan bo'lsa (7.13-rasm), uzatish nisbati manfiy, bu quyidagilardan dalolat beradi: kulachokli mexanizmning berilgan holatida, kulachok va turtkichning aylanishlari qarama-qarshi yo'nalishda bo'ladi. Agar O_1R va O_2R kesmalar bir tomonga yo'nalgan bo'lsa u holda R nuqta O_1O_2 kesmadan tashqarisida yotadi, uzatish nisbati esa musbat bo'lgani uchun turtkich va kulachok bir tomonga aylanadi.



7.13-rasm. Kulachokli mexanizmni uzatish nisbatini.

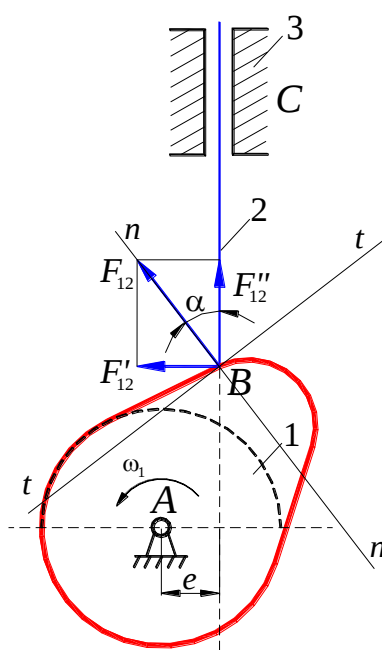
Turtkichning burchak tezligining qiymati (7.7)dan topiladi:

$$\omega_2 = \frac{\overline{O_1P}}{\overline{O_2P}} \omega_1 \quad (7.8)$$

7.5-§. Kulachokli mexanizmda 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 ko'effitsienti bilan ishlashi va uning zvenolari o'zaro qadalmasdan ishlashini ta'minlash dinamika shartini bildiradi. Kulachokli mexanizmning alohida olingan detallarining mustaxkamligini ta'minlash uning tuzilish shartini bildiradi. Umuman qilib olganda bu shartlarning hammasi birgalikda kulachokli mexanizm o'lchamlarga ma'lum cheklanishlarni taqozo qiladi.

7.14-rasmda yetaklanuvchi zvenosi ilgarilama harakat qilayotgan kulachokli mexanizm ko'rsatilgan. Kulachok 1 dan yetaklanuvchi zveno 2 ga ta'sir etuvchi kuch F_{12} normal chiziq "n-n" bo'ylab yo'nalgan bo'ladi.



7.14 rasm. Kulachokli mexanizmda bosim va uzatish burchagi.

Bu kuchning yetaklovchi zvenosining harakat yo'nalish bilan ustma-ust tushadigan qismi F_{12}'' foydali ish bajaradi. yetaklanuvchi zveno harakatiga perpendikulyar bo'lgan qismi F_{12}' ish bajarishga halaqit beradi. Yuqoridagi mulohazadan quyidagi kelib chiqadi. yetaklanuvchi zveno 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.

7.12-rasmdan ko'rinadiki $F_{12}'=F_{12} \sin\alpha$ undan $\alpha=0^\circ$ 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 zvenoning 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.

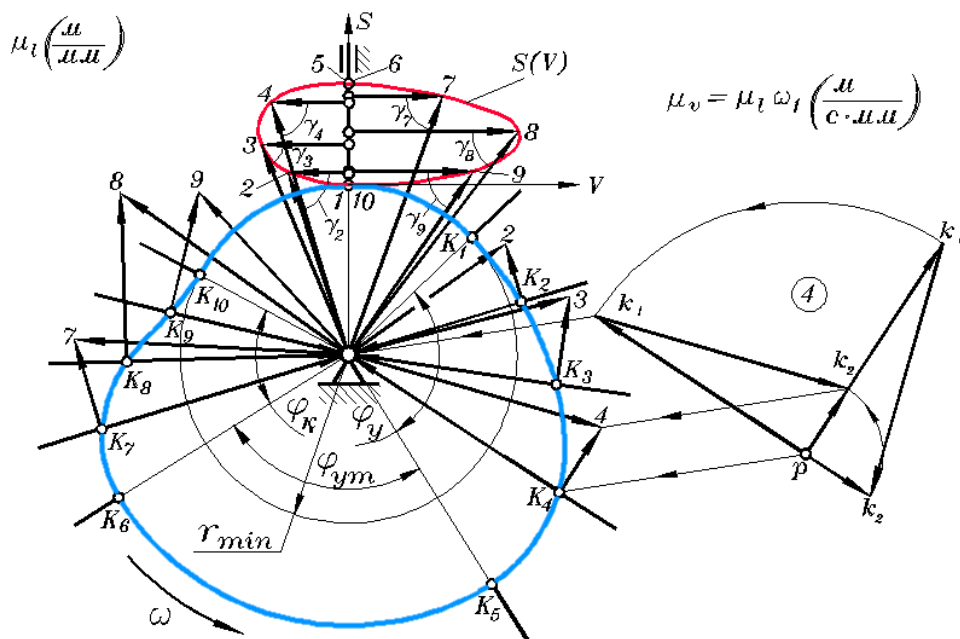
7.6-§. Kulachokli mexanizmni loyihalash, kulachokning minimal radiusini aniqlash

Yuqorida ko'rsatilganidek, kulachokning minimal radiusining qiymati bo'yicha aniqlanadigan kulachokli mexanizm gabariti ruhsat etilgan harakatni uzatish burchagining qiymatiga bog'liq bo'ladi. Bu bog'lanishni hisobga olmasdan berilgan parametrlar bo'yicha mexanizmni loyihalash mumkin emas. Oddiy kulachokli mexanizm misolida berilgan minimal ruxsat etilgan harakatni uzatish burchagi bo'yicha kulachokning minimal radiusini aniqlash usulini ko'rsatamiz.

Kulachokni minimal radiusini aniqlash metodikasining asosida kulachokli mexanizmning berilgan holatida harakatni uzatish burchagi – bu shu holatda turtkichning absolyut va nisbiy tezlik vektorlari orasidagi burchak degan tushuncha yotadi. Kulachokni aylangani sari bu burchak o'zgarib boradi. Bu burchak o'zgarishining ixcham kartinasini olish uchun uni kulachokning minimal radiusi bilan bog'lovchi quyidagi amallar bajaramiz.

μ_l masshtabda bajarilgan mexanizm rasmida (7.15-rasm), turtkichning teskari aylangan harakatida holatlarni kerakli sonicha ko'rsatamiz: 7.15-rasmda 10 ta holat berilgan. Bitta holat (7.15-rasm to'rtinchi holat) uchun $\mu_v = \mu_l \omega_l$ masshtabda tezlik planini quramiz: kulachok kontakt nuqtasining pk_1 tezlik vektori K_4

nuqtadagi radius-vektorga teng va perpendikulyar, nisbiy tezlik vektori $\overline{k_1 k_2}$ kulachok profiliga K_4 kontakt nuqtadan o'tkazilgan urinmaga parallel, turtkichning $\overline{pk_2}$ absolyut tezlik vektori esa turtkichning harakat yo'nalishiga parallel, ko'rilayotgan holatda esa – K_4 nuqtadagi radius vektorga parallel bo'ladi.



7.15- rasm. Kulachok minimal radiusini aniqlash.

Endi tezlik planini kulachokning aylanish yo'nalishida 90^0 ga buramiz va uni mexanizm sxemasi ustiga shunday tushiramizki, plan qutibi K_4 kontakt nuqta bilan ustma-ust tushsin. Unda $\overline{pk_1}$ vektor K_4 nuqtaning radius-vektor bilan ustma-ust tushadi, $\overline{k_1 k_2}$ vektor kontakt nuqtadan profilga o'tqazilgan normalga parallel bo'ladi, $\overline{pk_2}$ vektor esa turtkich harakat yo'nalishiga perpendikulyar bo'ladi. Chizmani suddalashtirish maqsadida k_1 nuqta chizmada belgilanmagan, k_2 ning belgilanishi esa holat nomeri 4 raqami bilan almashtirilgan.

Mexanizm sxemasi bilan usma-ust burilgan tezlik plani, qolgan hamma holatlarda yuqoridagi abzatsda keltirilgan qoidaga asosan quriladi.

Hamma tezliklar planlarini vertikal holatga, ya'ni turtkich tik ko'rsatilgan holatiga buramiz. Burilgan $\overline{pk_1}$ vektorlar tezlik planida bir-biri bilan ustma-ust

tushadi (7.13-rasmda bu vektorlar ko'rsatilmagan). Turtkichning burilgan $\overline{pk_2}$ absolyut tezliklari vektorlari gorizontall joylashadi, ular turtkichning holatiga mos raqamlar bilan belgilangan. Burilgan $\overline{k_1k_2}$ nisbiy tezliklar vektori – kulchokning aylanish markazi bilan turtkichning burilgan absolyut tezliklari vektorlarining oxirlarni birlashtiradi, ular raqamlarda belgilangan.

Yuqorida keltirilgan ta'rifga binoan, turtkichning absolyut va nisbiy tezlik vektorlari orasidagi burchaklar – kulachokli mexanizmning har xil holatlaridagi uzoqlashish va qaytish fazalaridagi harakatini uzatish γ burchagidir. Rasmdan ko'rinib turibdiki, γ burchak qancha kichik bo'lsa, kulachok markazini turtkich absolyut tezligi vektori oxiri bilan birlashtiruvchi og'ma chiziq vertikal chiziqqa nisbatan shuncha ko'p og'adi. Harakatni uzatish burchagi γ ning minimal qiymatini topish uchun absolyut tezlik vektorlarining oxirlarini silliq chiziqlar bilan birlashtirish va kulachok markazidan ularga urunmalar o'tqazish kerak.

$\mu_v = \mu_l \omega_l$ mashsshtabda bajarilgan tezliklar vektorlari, tezlik anologlari vektorlari hisoblanadi. Shuning uchun yuqorida ko'rsatilgan vektorlar oxirini birlashtiruvchi egrilik turtkichning siljishi bilan uning tezlik analogi $S(V)$ bog'lanishini ko'rsatuvchi rasmdir (7.15-rasm).

Kulachokni minimal radiusini aniqlashda kerak bo'lgan $S(V)$ rasmning ba'zi - bir xossalari qayd etamiz:

a) $S(V)$ grafikni aylanib o'tishning yo'nalishi kulachok aylanishi yo'nalishiga teskari;

b) agar kulachok soat strelkasiga qarshi aylansa (7.15-rasmdagidek), $S(V)$ grafikning chap qismi (S ordinata o'qining chap tomonida yotgan) qismi turtkichning uzoqlashish fazasiga, o'ng qismi esa – qaytish fazasiga mos keladi;

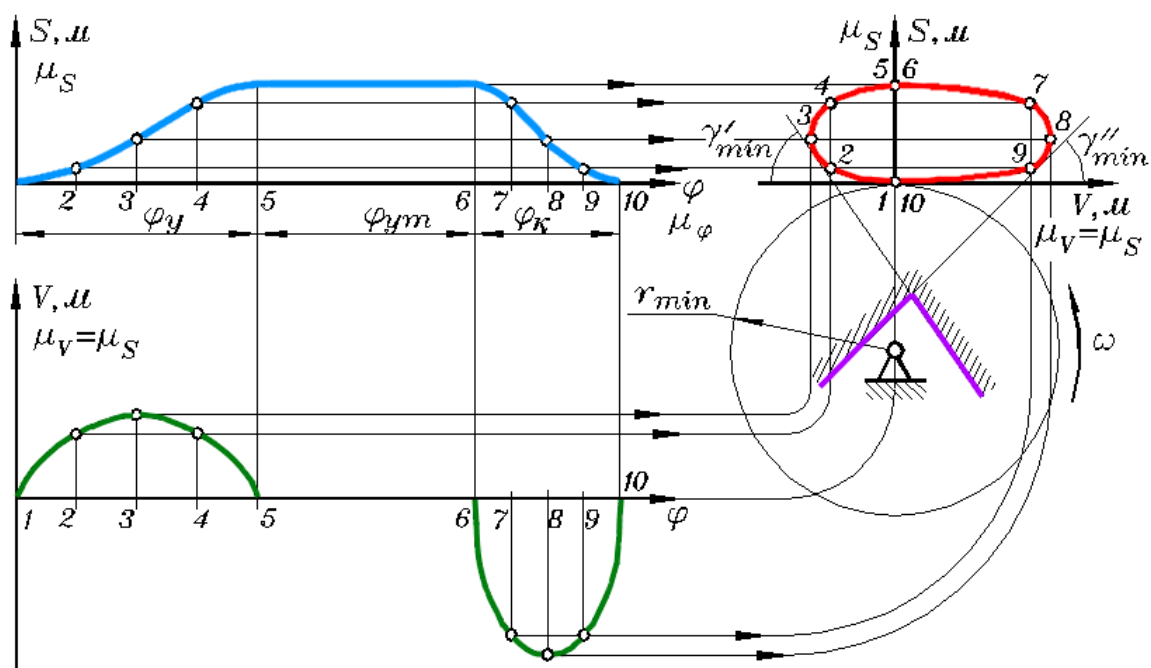
d) grafikning chap qismi turtkichning qaytish fazasiga, o'ng qismi esa – uzoqlashish fazasiga mos keladi;

e) uzoqlashish va qaytish fazalarida minimal burchak γ ostida $S(V)$ grafikka o'tqazilgan urinma kulachokning minimal radiusi bilan chizilgan aylana markazida uchrashadi.

7.15-rasmdagi $S(V)$ grafik kulachokli mexanizmni tahlili natijasida qurilgan. Kulachokning minimal radiusini aniqlash uchun, kulachokli mexanizmlarni loyihalashda o'xshash grafiklardan foydalanish uchun, turtkichning siljish va tezlik analogi kinematik diagrammalarini qurish kerak.

Bir xil masshtablarda $\mu_l = \mu_v$ bajarilgan turtkichning siljishi va tezlik analogi kinematik diagrammalaridan foydalanib $S(V)$ grafikni qurish 7.16-rasmda ko'rsatilgan. Masshtablar teng bo'lganida ko'rsatilgan grafik rasmda ko'rsatilganidek siljish va tezlik analogi diagrammalaridan mos kesmalarni to'g'ridan-to'g'ri ko'chirish yo'li bilan quriladi. Agar diagramma masshtablari teng bo'lmasa, u holda buni inobarga olish kerak, chunki $S(V)$ grafik koordinata o'qlarining masshtabi bir xil bo'lishi kerak.

Harakatni uzatish burchagining ruxsat etilgan minimal qiymati γ_{min} loyihalashda berilgan bo'ladi yoki konstruktor ma'lumot adabiyotlaridan tanlab oladi. Bu burchak qiymatlari uzoqlashish va qaytish uchastkalarida har xil bo'lishi mumkin. $S(V)$ grafikka abssissa o'qiga og'ma ikkita urinma o'tqaziladi: γ'_{min} va γ''_{min} (7.16-rasmda) ko'rsatilganidek grafikning xossasiga asosan, nazariy jihatdan bu urinmalar kulachokning minimal radiusi bilan chizilgan aylana markazida uchrashadi. Biroq amalda minimal radiusli aylana markazi loyihalanayotgan kulachokda, bu urinmalar bilan chegaralangan zona ichida joylashadi. 7.16-rasmda bu zona chegaralari shtrixlangan kontur chiziqlar bilan ko'rsatilgan. Kulachok markazining chegaradan uzoqlashishi konstruktor tomonidan quyidagilarni hisobga olib aniqlanadi.



7.16-rasm. Kulachok minimal radiusini aniqlash.

Minimal radius aylanasi qancha katta bo'lsa, kulachokli mexanizmni ishlash sharoiti shuncha yaxshi bo'ladi, lekin konstruksiyaning minimal gabaritiga qo'yilgan talab buziladi. Shuning uchun, bu o'lcham uncha katta bo'lmasligi kerak, bu oraliq urinma chiziqlarining kesishish nuqtasi va $S(V)$ grafikning koordinat boshidan $(10 \div 20)$ foizdan oshmasligi kerak. Kulachok aylanish markazi va koordinatalar boshi oralig'idagi masofa kulachokning minimal radiusi $r_{\min}$ bo'ladi.

Ruxsat etilgan zona ichida kulachok markazining holati mexanizm konstruksiyasiga ham bog'liq. Masalan, agar mexanizm markaziy bo'lsa, kulachok markazi $S(V)$ grafikning ordinata o'qi davomida joylashadi, agar mexanizm markaziy bo'lmasa, kulachok markazi bu o'qdan berilgan eksentrisitet qiymatida siljigan bo'ladi. Agar mexanizm konstruksiyasi oldindan aniqlanmagan bo'lsa, unda kulachok aylanish markazi $S(V)$ grafikning ordinata o'qidan chap yoki o'ng tomonda joylashishi mumkin, bu loyihalanayotgan kulachokli mexanizmni uzoqlashish fazasida ishlash sharoitini yaxshilaydi, chunki aynan bu fazada kulachokdan turtkichga kuch uzatiishi sodir bo'ladi.

7.16-rasmdagi $S(V)$ grafikda ko'rsatilganidek, turtkichning uzoqlashish fazasi grafikdagi 1 – 5 uchastkaga mos keladi. Bu uchastkada kuchni uzatish sharoitini yaxshilash uchun, mumkin qadar 2, 3 va 4 holatlarda harakatni uzatish burchagini oshirish kerak. Buning uchun, kulachok markazini grafikning ordinata o'qidan chap tomonga siljitish kerak.

Kulachok aylanish yo'nalishiga taalluqli yana bir xulosa. 7.16-rasmdan ko'rinib turibdiki, $S(V)$ grafikni aylanib o'tish yo'nalishi soat strelkasi bo'yicha bo'lsa, loyihalananayotgan kulachok soat strelkasiga qarshi aylanadi. Agar loyihalananayotgan kulachok qarama-qarshi yo'nalishda aylanishi talab etilsa, u holda $S(V)$ grafikning aylanib o'tish yo'nalishini ordinata o'qiga nisbatan aksiga o'zgartirish kerak.

Bayon etilgan kulachokning minimal radiusini aniqlash metodikasi, turtkichi o'tkir uchli, yassi, ilgarilanma harakatlanuvchi rolikni kulachokli mexanizmlar uchun yaroqlidir. Tekis tarelkali va tebranuvchi turtkichli kulachokli mexanizmlar uchun kulachokning minimal radiusini aniqlash metodikasi [2] va [17] larda ko'rib chiqilgan.

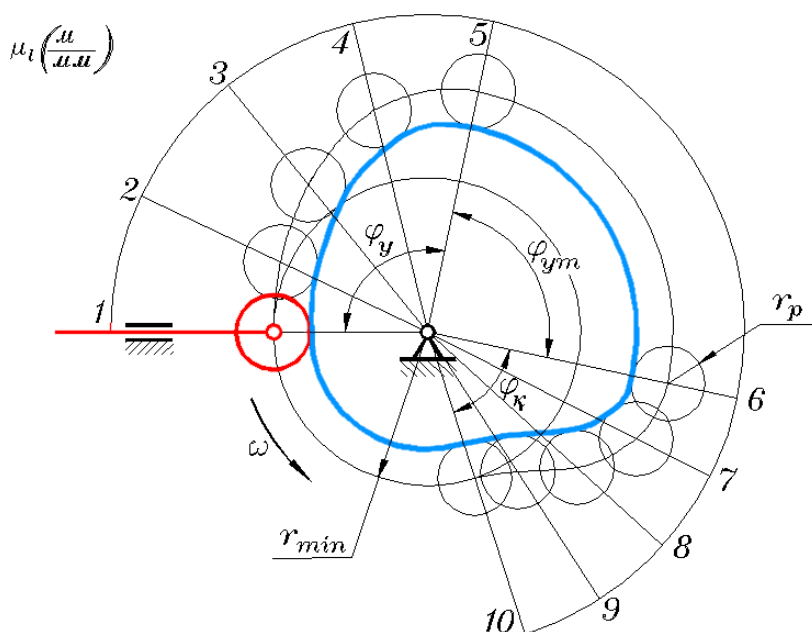
Minimal radius aylana o'lchamini aniqlab, turtkichning yaqinda turish uchastkasida kulachok profilini topdik. Loyihalash- ning kelgusi bosqichi – bu boshqa uchastkalardagi kulachok rasmini aniqlashdan iborat yoki kulachokni loyihalashdir.

Loyihalash yoki kulachok profilini qurish – bu kulachokli mexanizm tahliliga teskari jarayon, ya'ni ma'lum kulachok profili bo'yicha turtkichning siljish diagrammasini qurishdir. Loyihalashda turtkichning siljish diagrammasi va kulachokning minimal radiusdagi aylanasi berilganlar hisoblanadi.

Kulachok profilini loyihalashni turtkichi ilgarilanma harakatlanuvchi rolikli mexanizmida ko'rsatamiz.

Eng avvalo ixtiyoriy μ_l masshtabda minimal radius r_{min} aylanasi chizamiz (7.17-rasm). Ixtiyoriy holatdan (7.17-rasmda gorizontaldan) φ_u uzoqlashish faza burchagini, φ_d uzoqda turish va φ_e – qaytish burchaklarini kulachokning

aylanishiga teskar yo‘nalishda qo‘yamiz. Katta radiusda yordamchi aylana o‘tqazib (qurilish aniqligini oshirish uchun), bu burchaklarni shunday turtkich siljish kinematik dia grammasida bo‘linganidek bo‘laklarga bo‘lamiz.



7.17-rasm. Kulachok profilini loyihalash.

Minimal radius aylanasi hosil qilingan nurlarga siljish diagrammasidagi kesmalarga mos kesmalarni qo‘yyamiz. Bu amal faqat siljish diagrammasi masshtabi – μ_s va loyihalanayotgan mexanizm sxemasi masshtabi – μ_l lar teng bo‘lgandagina sharoitda to‘g‘ri bo‘ladi.

Agar bu masshtablar teng bo‘lmasa, u holda kesma nisbatlari diagrammadan mexanizm sxemasiga ko‘chirilayotganda hisobga olinishi kerak. Turtkich siljishi kesmasi oxirlarini silliq egri chiziq bilan tutashtirib (uzoq va yaqinda turish uchastkalarida – bu aylana yoyi bo‘ladi) kulachokning nazariy profilini, yoki harakatni aylantirishdagi turtkich roligi markazining traektoriyasini hosil qilamiz. Endi bu traektoriyada rolik radiusi r_p bo‘yicha aylanalar chizib chiqamiz. Kulachokning haqiqiy profili – rolik radiusi bilan chizilgan aylanalarga o‘tqazilgan silliq urinma chiziqdan hosil bo‘lgan profildir.

Rolik radiusi ikkita konstruktiv shartni hisobga olib belgilanadi.

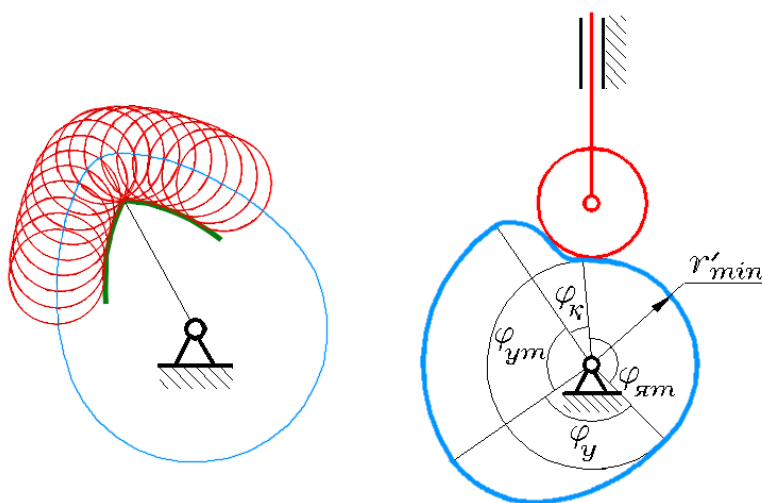
1. Gabaritlar mosligi sharti. Rolik radiusining kulachokning minimal radiusiga nisbati:

$$r_p = (0,2 \div 0,4) r_{\min}$$

2. Rolik radiusi profilning minimal egrilik radiusidan kichik bo'lishi kerak:

$$r_p < \rho_{\min}$$

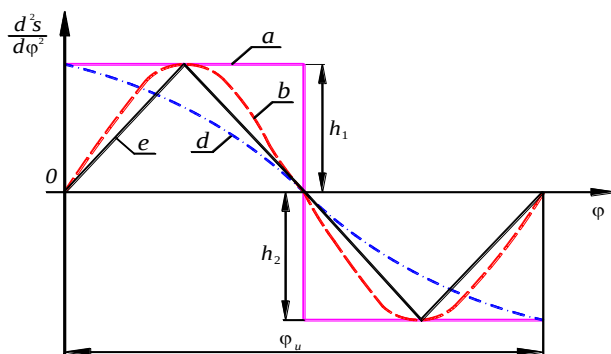
Ikkinchi shartni hisobga olmaslik haqiqiy kulachok profilining o'tkir uchli bo'lishiga olib keladi (7.18 a-rasm) va bunday kulachok ishga yaroqsiz bo'ladi, turtkich harakatining xarakteri tez buziladi (7.18 b-rasm) Kulachok profilining minimal egrilik radiusini aniqlash usuli [2] da bayon qilingan.



7.18-rasm. Kulachok profilini aniqlash.

7.7-§. Kulachokli mexanizmda turtkichning harakat qonunlari.

Kulachokli mexanizmlarni loyihalash uchun yetaklanuvchi zvenoning harakat qonuni berilgan bo'ladi. Bu harakat qonunini amalga oshiruvchi mexanizm yaratiladi. yetaklanuvchi zvenolarning harakat qonunlari ixtiyoriy bo'lishi mumkin, 7.19-rasmda amalda uchraydigan qonunlarning asosiylari ko'rsatilgan.



7.19-rasm. Turtkichning harakat qonunlari:

a - to'g'ri chiziqli harakat qonuni; *b* - sinusoidal harakat qonuni; *d* - kosinusoidal harakat qonuni; *e* - uchburchakli harakat qonuni.

Harakat qonunlari – asosan yetaklanuvchi zvenoni harakati, kulachokning burilish burchagiga nisbatan ikkinchi tartibli hosila ko'rinishida berilishi mumkin, ya'ni $\left(\frac{d^2 S}{d\varphi^2}, \frac{d^2 \psi}{d\varphi^2} \right)$. 7.17-rasmda 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 zvenoning harakat qonuni har xil bo'ladi. yetaklanuvchi zvenoning harakat qonuni $d^2 S/dt^2$ va $d^2 \psi/dt^2$ ko'rinishida ham berilishi mumkin.

Yetaklanuvchi zvenoning harakat qonuni ma'lum bo'lsa, u holda yetaklanuvchi zveno harakati mobaynida paydo bo'ladigan inersiya kuchlarini topish mumkin, ya'ni $P_u = -ma$ $M_u = -\varepsilon I$ bu yerda, *a*-yetaklanuvchi zvenoning chiziqli tezlanishi; ε -yetaklanuvchi zvenoning burchak tezlanishi. Bu kuchlar yetaklanuvchi zvenoning kulachokka bergan qo'shimcha bosimi bo'ladi va mazkur mexanizmning ishlash muhlatini kamaytiradi.

Kulachokli mexanizmlarni loyihalash ketma-ketligi loyihalash topshirig'iga bog'liq. Bunda ikkita variant bo'lishi mumkin.

1. Turtkich harakatining xarakteri berilgan. Bu holat kulachokli mashina – avtomatlarning kulachokli mexanizmlarini loyihalashda ro'y berishi mumkin. Mashinaning ishchi organlarini kulachokli mexanizm harakatga keltiradi. Masalan, bo'ylama-fasonli yo'nish tokar avtomatlarida keskich supportining tekis harakatini ta'minlash zarur, samolyot boshqaruv tizimi mexanizmlarini loyihalashda ham shunday zarurat paydo bo'lishi mumkin. Masalan, havo konditsiyasining truboprovod tizimidagi zaslonkaning burilishi tezlikning berilgan qonuniyat bo'yicha o'zgarishda sodir bo'ladi.

2. Turtkichning harakat xarakteri berilmagan. Bu holatni turtkichdan harakatga keltiriladigan ishchi yoki yordamchi mashina organlari harakatining xarakteri ahamiyatga ega bo'lmagan kulachokli mexanizmlarni loyihalashda ko'rish

mumkin. Masalan, ichki yonish dvigatellarida yoki kompressor klapanlarining ochilishida yeishni kesadigan stanoklarda dolbyakni xomakidan uzoqlashtirishda, elektrotexnik qurilmalarda kontaktlarni bir biriga ulash yoki ajratishda bunday kulachokli mexanizmlar qo'llaniladi.

Bunday hollar uchun berilganlarni va loyihalash ketma-ketligini ko'rib chiqamiz.

Turtkich harakatining xarakteri berilgan.

Boshlang'ich ma'lumotlar:

- kulachokli mexanizm turi;
- kulachokning aylanish chastotasi, ayl/min;
- kulachokli mexanizmning faza burchaklari, gradusda;
- turtkichning maksimal yo'li (maksimal siljish) turtkichi ilgariylanma harakatlanuvchi (mm) da yoki gradusda tebranma turtkichli;
- turtkich harakatining xarakteri matematik bog'lanishlar ko'rinishidagi analitik usulda yoki grafik usulda kinematik diagrammalar ko'rinishida berilgan.

Loyihalash ketma-ketligi.

1. Turtkichning siljish diagrammasini qurish.
2. Turtkich tezlik analogining diagrammasini siljish grafigini grafik differensiallash metodi bo'yicha qurish (bunda masshtablar teng bo'lishi maqsadga muvofik).
3. Tezlik yo'qotish bo'yicha qurish analogi grafigini turtkichni kontakt nuqtasida siljish funksiyasida tezlik analogi va siljish diagrammalaridan burchak parametrini grafik yo'qotish bo'yicha qurish.
4. Kulachokning minimal radiusini topish va uning markazini joylashish zonasini aniqlash uchun, hosil qilingan grafikka harakatni uzatish burchagining ruxsat etilgan minimal qiymati bo'yicha absissa o'qiga og'ma ikkita urunma o'tqazish kerak.
5. Kulachokni loyihalash.

Turtkichning harakat xarakteri berilmagan.

Bu holatda konstruktor o'zi turtkich harakatini dinamik holatlarga qarab tanlaydi (tezlanishning o'zgarish qonuniyatida, qattiq va yumshoq zarblarni bo'lish, bo'lmasligiga qarab). Shuning uchun, boshlang'ich berilganlarda turtkich harakatining xarakteri berilmasdan, ish protsessida tezlanishning o'zgarishi beriladi. qolgan boshlang'ich berilganlar oldingi holatdagidek bo'ladi.

Loyihalash yo'li.

1. Turtkichni tezlanish analogi diagrammasini qurish.
2. Turtkichning tezlik analogi diagrammasini tezlanish analogi grafigini grafik integrallash metodi bo'yicha qurish.
3. Turtkichni siljish diagrammasini tezlik analogi grafigini grafik integrallash metodi bo'yicha qurish qolgan punktlar, oldingi holatdagidek bo'ladi.

Tayanch so'z va iboralar

1. Kulachokli mexanizm – bu mexanizmda kulachok deb ataladigan kirish zvenosining rasmiga qarab, zveno harakatining xarakteri aniqlanadi.
2. Turtkich – bu zveno kulachok bilan bog'langan.
3. Kulachokli mexanizm tutashuvi – kulachok va turtkich oralig'idagi doimiy bog'lanishni ta'minlash.
4. Profil burchaklar – bu profildagi xarakterli uchastkalarni aniqlaydigan kulachokning markaziy burchaklari.
5. Faza burchaklari – bu turtkich xarakatining fazasiga mos keladigan, kulachokning burilish burchaklari.
6. Harakatni uzatish burchagi – bu o'tkir burchak kontakt nuqtasida kulachok profiliga o'tkazilgan urinma bilan turtkich harakatining yo'naltiruvchisi orasidagi burchak.
7. Harakatni uzatish burchagi – bu turtkichning absolyut va nisbiy tezlik vektorlari orasidagi o'tkir burchak.
8. Kulachokning minimal radiusi – kulachokning yaqin turish uchastkasidagi aylana radiusi.

9. Kulachokni loyihalash – ma'lum kulachokning minimal radiusida turtkichni harakat diagrammasi bo'yicha kulachok profilini qurish.

Nazorat savollari

1. Kulachokli mexanizmga ta'rif bering?
2. Kulachok va turtkich qanday harakat qilishi mumkin?
3. Tekis va fazoviy kulachokli mexanizm nima bilan farqlanadi?
4. Turtkichi rolikli kulachokli mexanizm afzallik va kamchiliklari nima?
5. Kuch va kinematik tutashuvli kulachokli mexanizmlar farqi nimada?
6. Sozlanadigan kulachokli mexanizm qanday o'zgarish qilinadi?
7. Harakatni aylantirish metodi nima?
8. Profil va faza burchaklar orasidagi farq nimada?
9. Qanday kulachokli mexanizm qanday profil va faza burchaklari teng bo'ladi?
10. Kulachokli mexanizmlarda tezliklar planini qurish usuli qanday?
11. Kulachokli mexanizmni berilgan holatda turtkichning tezligini topish uchun uzatish nisbati qiymatlaridan qanday foydalaniladi?
12. Kulachokli mexanizm qanday harakatni uzatish burchagi nima?
13. Tekis tarelkali kulachokli mexanizmlarda harakatni uzatish burchagi nimaga teng?
14. Harakatni uzatish burchagining eng yaxshi qiymati qanday?
15. Harakatni uzatish burchagi qiymati kulachokli mexanizm gabaritiga qanday bog'liq bo'ladi?
16. Harakatni uzatish burchagi qiymati har xil tipdagi kulachokli mexanizmlar uchun qanday bo'ladi?
17. Turtkich siljishining tezlik analogiga bog'liqlik grafigi qanday quriladi?
18. $S(V)$ grafik yordamida kulachokli mexanizmning har xil holatlarida harakatni uzatish burchagi qiymati qanday topiladi?
19. Kulachokli mexanizmning kinematik diagrammalar yordamida $S(V)$ grafik qanday quriladi?
20. Kulachokli mexanizmni loyihalashda kulachok markazining joylashish oblasti qanday topiladi?

21. Kulachokni loyihalash nimadan iborat?
22. Rolikli turtkichli kulachokli mexanizmlarni loyihalashda rolik radiusini tanlashni uchta sharti nima?
23. Turtkich harakatining xarakteri berilgan kulachokli mexanizmlarni loyihalash ketma-ketligi?
24. Kulachokli mexanizmga ta'sir etadigan kuchlarni chizmada ko'rsating.
25. Kulachokli mexanizmlarni kinematik tekshirish qaysi tartibda bajariladi?
26. Kulachokli mexanizmning sintezi deganda nimani tushunasiz?
27. Kulachokni bosim burchagi, uning minimal radiusiga qanday bog'langan?

8-BOB. "MEXANIZM VA MASHINALAR NAZARIYASI" FANINING O'QUV JARAYONIGA ZAMONAVIY INNOVATSION VA PEDAGOGIK TEXNOLOGIYALARNI QO'LLASH ISTIQBOLLARI

Qo'llanmaning mazkur bobining ikkita bo'limlarida umummuxandislik fanlari, xususan "Mexanizm va mashinalar nazariyasi" fanining o'quv jarayoniga zamonaviy innovatsion va pedagogik texnologiyalarni qo'llash istiqbollari va uning amaliy ahamiyati asoslab berilgan. Keyingi bo'limda o'quv modulini ishlab chiqishda foydalaniladigan quyidagi interfaol ta'lim metodlari berilgan: "SWOT-tahlil" metodi; "Xulosalash" (Rezyume, Veer) metodi; "Keys-stadi" metodi; «FSMU» metodi; "Assesment" metodi; "Insert" metodi; "Tushunchalar tahlili" metodi; "Venn Diagrammasi" metodi; "Blits-o'yin" metodi; Portfolio"metodi; «Bumerang» metodi. Shu bilan birgalikda, bu metodlarning maqsadi va amalga oshirish tartibi ba'zi-bir aniq misollarda keltirilgan

8.1-§. Mexanizm va mashinalar nazariyasi fani o'quv qo'llanmasining amaliy ahamiyati

Xalq xo'jaligining barcha tarmoqlari kabi ta'lim sohasida ham ilg'or zamonaviy innovatsion va pedagogik texnologiyalarni joriy etish va shu orqali ta'lim mazmunini jahon andozalari darajasiga olib chiqish ustuvor vazifalardan biri hisoblanadi.

“Mexanizm va mashinalar nazariyasi” fanining biror-bir tanlangan mavzusi bo‘yicha o‘quv modulini ishlab chiqish bu zamonaviy pedagogik texnologiyalar asosida talabalarga mashinalar va mexanizmlarning klassifikatsiyasi, mashinasozlikning ko‘plab tarmoqlarida qo‘llanilayotgan konstruksiyalari, ularning ishlash prinsiplari, afzalliklari va kamchiliklarini taxlil qilish, strukturaviy, kinematik, dinamik hisoblash usullarini va mutaxassislik fanlari profiliga moslagan holda bilimlarni rasmlantirishdir. Iqtidorli talabalarga esa fundamental va umummuxandislik fanlaridan olgan chuqur bilimlari asosida mavjud mexanizmlarni takomillashtirish va yangi avlod mexanizmlarini nazariyasi va konstruksiyalarini yaratish sohasida izlanishlar olib borish maqsadida ularning malakalarni rasmlantirish uchun innovatsion pedagogik texnologiya metodlarini ishlab chiqish vazifalari topshirilishi maqsadga muvofiq bo‘lar edi.

“Mexanizm va mashinalar nazariyasi” qquv qo‘llanmasining amaliy ahamiyati quyidagi asosiy ko‘rsatgichlardan iborat:

- mutaxassislik fanlarini samarali o‘qitishni tashkil etish;
- talabalar bilimini oshirishning sifatli darajalarini rasmlantirish;
- talabalarning kasbiy madaniyatini rasmlantirish;
- kasbga bo‘lgan qiziqishini takomillashtirish;
- talabalarda mustaqil, tadbqiqiy va fazoviy fikrlash qobiliyatlarini rivojlantirish;
- innovatsion g‘oyalar va texnologiyalarning so‘nggi yutuqlarini hisobga olgan holda o‘qitishni yangi usullari yordamida takomillashtirish va amalga oshirish;
- ta'lim-tarbiya jarayonlarini yuqori darajaga ko‘tarish.

Quyidagi diagrammada “Mexanizm va mashinalar nazariyasi” o‘quv qo‘llanmasining amaliy ahamiyati keltirilgan.



8.1-rasm. O‘quv qo‘llanmasining amaliy ahamiyati

Mutaxassislik fanlarini samarali o‘qitishda talabalardan fundamental va umummuxandislik fanlarini chuqur o‘zlashtirishlari zarur va shart bo‘lgan talablardan biridir. Yuqorida qayd etilganidek, fanning maqsadidan kelib chiqqan holda, “Materiallar qarshiligi”, “Amaliy mexanika”, “Mashina detallari” va “Mexatronika” fanlarining o‘quv jarayoniga zamonaviy innovatsion va pedagogik texnologiyalarni qo‘llash yaxshi natijalar berishi shak - shubxasizdir.

8.2-§. O‘quv modulini ishlab chiqishda foydalaniladigan interfaol ta’lim metodlari

Quyida oliy ta’lim muassasalarida o‘quv modulini ishlab chiqish va qo‘llash uchun tavsiya etilgan interfaol ta’lim metodlari haqida ma’lumotlar keltiramiz.

1. “SWOT-tahlil” metodi.

SWOT”- inglizcha so‘z bo‘lib, to‘rtta so‘zning bosh harflaridan olingan.

S – (strength)	• kuchli tamonlari
W – (weakness)	• zaif, kuchsiz tamonlari
O – (opportunity)	• imkoniyatlari
T – (threat)	• to'siqlar

8.2-rasm. “SWOT-tahlil” metodi.

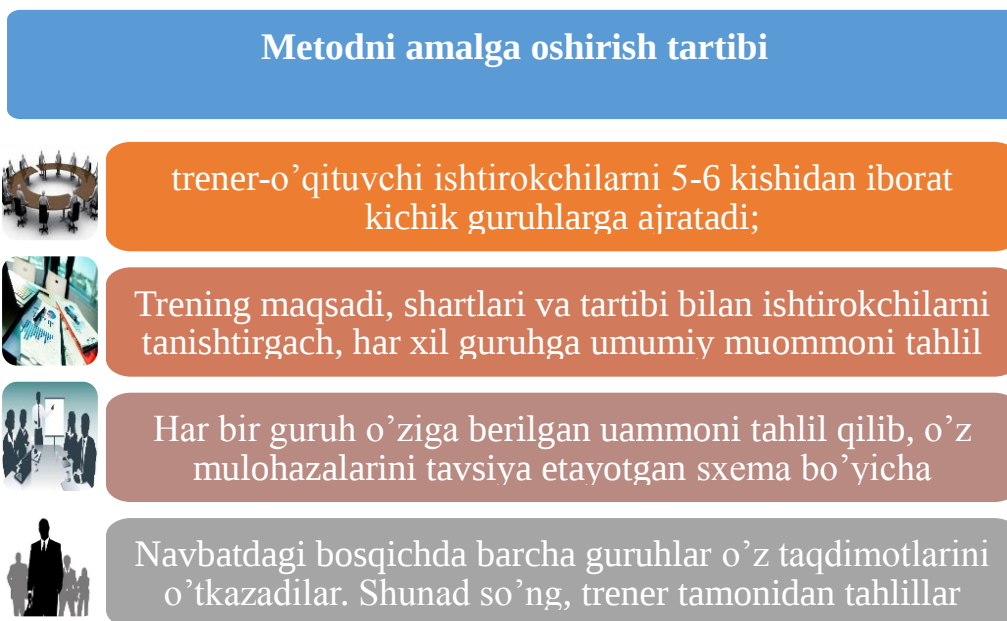
Ushbu metod o‘tilgan mavzuga nisbatan tahliliy yondashishni, uni tahlil qilish va har tomonlama ko‘rib chiqish imkonini beruvchi metoddir. Metodni yakka tartibda, kichik guruhlarda amalga oshirish mumkin. “SWOT” tahlili metodidan o‘quv jarayonida qo‘llanilganda ta’lim oluvchilarning faolligi oshadi, mustaqil fikrlash ko‘nikmalari rasmlanadi hamda guruhlarda ishlash malakalari rivojlanadi.

Metodning maqsadi: mavjud nazariy bilimlar va amaliy tajribalarni tahlil qilish, taqqoslash orqali muammoni hal etish yo‘llarni topishga, bilimlarni mustahkamlash, takrorlash, baholashga, mustaqil, tanqidiy fikrlashni, nostandart tafakkurni rasmlantirishga xizmat qiladi.

2. “Xulosalash” (Rezyume, Veer) metodi

Metodning maqsadi: Bu metod murakkab, ko‘ptarmoqli, mumkin qadar, muammoli xarakteridagi mavzularni o‘rganishga qaratilgan. Metodning mohiyati shundan iboratki, bunda mavzuning turli tarmoqlari bo‘yicha bir xil axborot beriladi va ayni paytda, ularning har biri alohida aspektlarda muhokama etiladi. Masalan, muammo ijobiy va salbiy tomonlari, afzallik, fazilat va kamchiliklari, foyda va zararlari bo‘yicha o‘rganiladi. Bu interfaol metod tanqidiy, tahliliy, aniq mantiqiy fikrlashni muvaffaqiyatli rivojlantirishga hamda o‘quvchilarning mustaqil g‘oyalari, fikrlarini yozma va og‘zaki rasmda tizimli bayon etish, himoya qilishga imkoniyat yaratadi. “Xulosalash” metodidan ma’ruza mashg‘ulotlarida individual

va juftliklardagi ish rasmida, amaliy va seminar mashg'ulotlarida kichik guruhlardagi ish rasmida mavzu yuzasidan bilimlarni mustahkamlash, tahlili qilish va taqqoslash maqsadida foydalanish mumkin.



8.3-rasm. “Xulosalash” (Rezyume, Veer) metodi

3. “Keys-stady” metodi

«**Keys-stady**» – inglizcha so‘z bo‘lib, («case» – aniq vaziyat, hodisa, «stadi» – o‘rganmoq, tahlil qilmoq) aniq vaziyatlarni o‘rganish, tahlil qilish asosida o‘qitishni amalga oshirishga qaratilgan metod hisoblanadi. Mazkur metod dastlab 1921 yil Garvard universitetida amaliy vaziyatlardan iqtisodiy boshqaruv fanlarini o‘rganishda foydalanish tartibida qo‘llanilgan. Keysda ochiq axborotlardan yoki aniq voqyea-hodisadan vaziyat sifatida tahlil uchun foydalanish mumkin. Keys harakatlari o‘z ichiga quyidagilarni qamrab oladi: Kim (Who), Qachon (When), Qaerda (Where), Nima uchun (Why), Qanday/ Qanaqa (How), Nima-natija (What).

“Keys metodi” ni amalga oshirish bosqichlari

Ish bosqichlari	Faoliyat rasmi va mazmuni
1-bosqich: Keys va uning axborot ta'minoti bilan tanishtirish	✓ yakka tartibdagi audio-vizual ish; ✓ keys bilan tanishish(matnli, audio yoki media rasmda); ✓ axborotni umumlashtirish; ✓ axborot tahlili; ✓ muammolarni aniqlash
2-bosqich: Keysni aniqlash-tirish va o'quv topshirig'ini belgilash	✓ individual va guruhda ishlash; ✓ muammolarni dolzarblik ierarxiyasini aniqlash; ✓ asosiy muammoli vaziyatni belgilash
3-bosqich: Keysdagi asosiy muammoni tahlil etish orqali o'quv topshirig'ining yechimini izlash, hal etish yo'llarini ishlab chiqish	✓ individual va guruhda ishlash; ✓ muqobil yechim yo'llarini ishlab chiqish; ✓ har bir yechimning imkoniyatlari va to'siqlarni tahlil qilish; ✓ muqobil yechimlarni tanlash
4-bosqich: Keys yechimini yechimini rasmlantirish va asoslash, taqdimot.	✓ yakka va guruhda ishlash; ✓ muqobil variantlarni amalda qo'llash imkoniyatlarini asoslash; ✓ ijodiy-loyiha taqdimotini tayyorlash; ✓ yakuniy xulosa va vaziyat yechimining amaliy aspektlarini yoritish

4. «FSMU» metodi

Texnologiyaning maqsadi: Mazkur texnologiya ishtirokchilardagi umumiy fikrlardan xususiy xulosalar chiqarish, taqqoslash, qiyoslash orqali axborotni o'zlashtirish, xulosalash, shuningdek, mustaqil ijodiy fikrlash ko'nikmalarini rasmlantirishga xizmat qiladi. Mazkur texnologiyadan ma'ruza mashg'ulotlarida,

mustahkamlashda, o‘tilgan mavzuni so‘rashda, uyga vazifa berishda hamda amaliy mashg‘ulot natijalarini tahlil etishda foydalanish tavsiya etiladi.

Texnologiyani amalga oshirish tartibi:

- qatnashchilarga mavzuga oid bo‘lgan yakuniy xulosa yoki g‘oya taklif etiladi;
- har bir ishtirokchiga FSMU texnologiyasining bosqichlari yozilgan tarqatma material beriladi:



-

8.4-rasm. «FSMU» metodi

FSMU tahlili qatnashchilarda kasbiy-nazariy bilimlarni amaliy mashqlar va mavjud tajribalar asosida tezroq va muvaffaqiyatli o‘zlashtirilishiga asos bo‘ladi.

5. “Assesment” metodi

Metodning maqsadi: mazkur metod ta'lim oluvchilarning bilim darajasini baholash, nazorat qilish, o‘zlashtirish ko‘rsatkichi va amaliy ko‘nikmalarini tekshirishga yo‘naltirilgan. Mazkur texnika orqali ta'lim oluvchilarning bilish

faoliyati turli yoʻnalishlar (test, amaliy koʻnikmalar, muammoli vaziyatlar mashqi, qiyosiy tahlil, simptomlarni aniqlash) boʻyicha tashhis qilinadi va baholanadi.

Metodni amalga oshirish tartibi:

“Assesment” lardan maʼruza mashgʻulotlarida talabalarning yoki qatnashchilarning mavjud bilim darajasini oʻrganishda, yangi maʼlumotlarni bayon qilishda, seminar, amaliy mashgʻulotlarda esa mavzu yoki maʼlumotlarni oʻzlashtirish darajasini baholash, shuningdek, oʻz-oʻzini baholash maqsadida individual rasmda foydalanish tavsiya etiladi. Shuningdek, oʻqituvchining ijodiy yondashuvi hamda oʻquv maqsadlaridan kelib chiqib, assesmentga qoʻshimcha topshiriqlarni kiritish mumkin.

6. “Insert” metodi

Metodning maqsadi: Mazkur metod oʻquvchilarda yangi axborotlar tizimini qabul qilish va bilimlarni oʻzlashtirilishini yengillashtirish maqsadida qoʻllaniladi, shuningdek, bu metod oʻquvchilar uchun xotira mashqi vazifasini ham oʻtaydi.

Metodni amalga oshirish tartibi:

1) Oʻqituvchi mashgʻulotga qadar mavzuning asosiy tushunchalari mazmuni yoritilgan input-matnni tarqatma yoki taqdimot koʻrinishida tayyorlaydi;

2) Yangi mavzu mohiyatini yorituvchi matn taʼlim oluvchilarga tarqatiladi yoki taqdimot koʻrinishida namoyish etiladi;

3) Taʼlim oluvchilar individual tarzda matn bilan tanishib chiqib, oʻz shaxsiy qarashlarini maxsus belgilar orqali ifodalaydilar. Matn bilan ishlashda talabalar yoki qatnashchilarga quyidagi maxsus belgilardan foydalanish tavsiya etiladi:

Belgilar	1-matn	2-matn	3-matn
“V” – tanish maʼlumot.			
“?” – mazkur maʼlumotni tushunmadim, izoh kerak.			
“+” bu maʼlumot men uchun yangilik.			

“– ” bu fikr yoki mazkur ma'lumotga qarshiman?			
--	--	--	--

Belgilangan vaqt yakunlangach, ta'lim oluvchilar uchun notanish va tushunarsiz bo'lgan ma'lumotlar o'qituvchi tomonidan tahlil qilinib, izohlanadi, ularning mohiyati to'liq yoritiladi. Savollarga javob beriladi va mashg'ulot yakunlanadi.

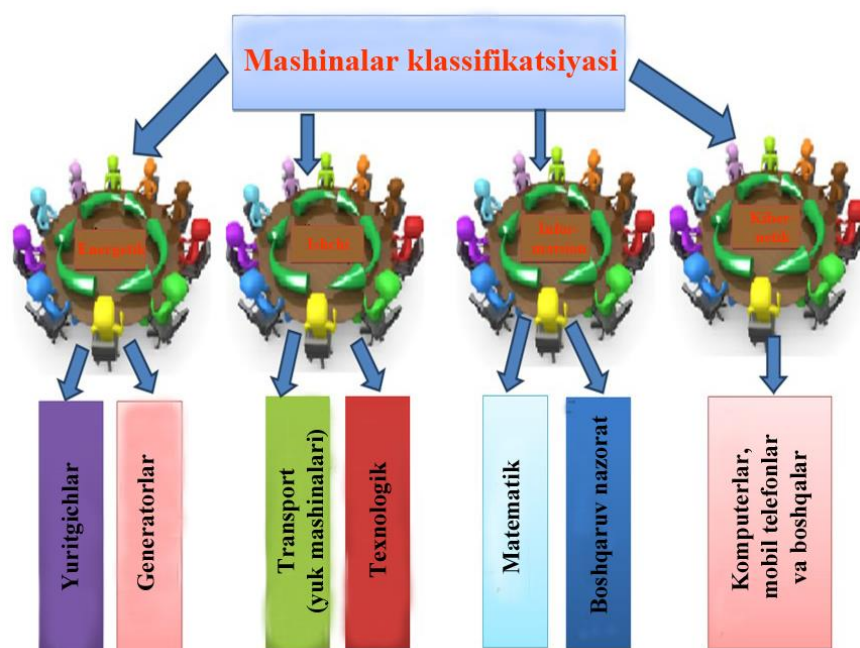
7. “Tushunchalar tahlili” metodi

Metodning maqsadi: mazkur metod talabalar yoki qatnashchilarni mavzu buyicha tayanch tushunchalarni o'zlashtirish darajasini aniqlash, o'z bilimlarini mustaqil ravishda tekshirish, baholash, shuningdek, yangi mavzu buyicha dastlabki bilimlar darajasini tashhis qilish maqsadida qo'llaniladi.

Metodni amalga oshirish tartibi:

- 1) Ishtirokchilar mashg'ulot qoidalari bilan tanishtiriladi;
- 2) Talabalarga mavzuga yoki bobga tegishli bo'lgan so'zlar, tushunchalar nomi tushirilgan tarqatma materiallar beriladi (individual yoki guruhli tartibda);
- 3) Talabalar mazkur tushunchalar qanday ma'no anglatishi, qachon, qanday holatlarda qo'llanilishi haqida yozma ma'lumot beradilar;
- 4) Belgilangan vaqt yakuniga yetgach o'qituvchi berilgan tushunchalarning tugri va tuliq izohini o'qib eshittiradi yoki slayd orqali namoyish etadi;
- 5) Har bir ishtirokchi berilgan to'g'ri javoblar bilan o'zining shaxsiy munosabatini taqqoslaydi, farqlarini aniqlaydi va o'z bilim darajasini tekshirib, baholaydi.

Quyidagi diagrammada ushbu metodni mashinalar klassifikatsiyasi mavzusini o'zlashtirish jarayonida qo'llanilishi ko'rsatilgan.



8.5-rasm. Tushunchalar tahlili” metodi

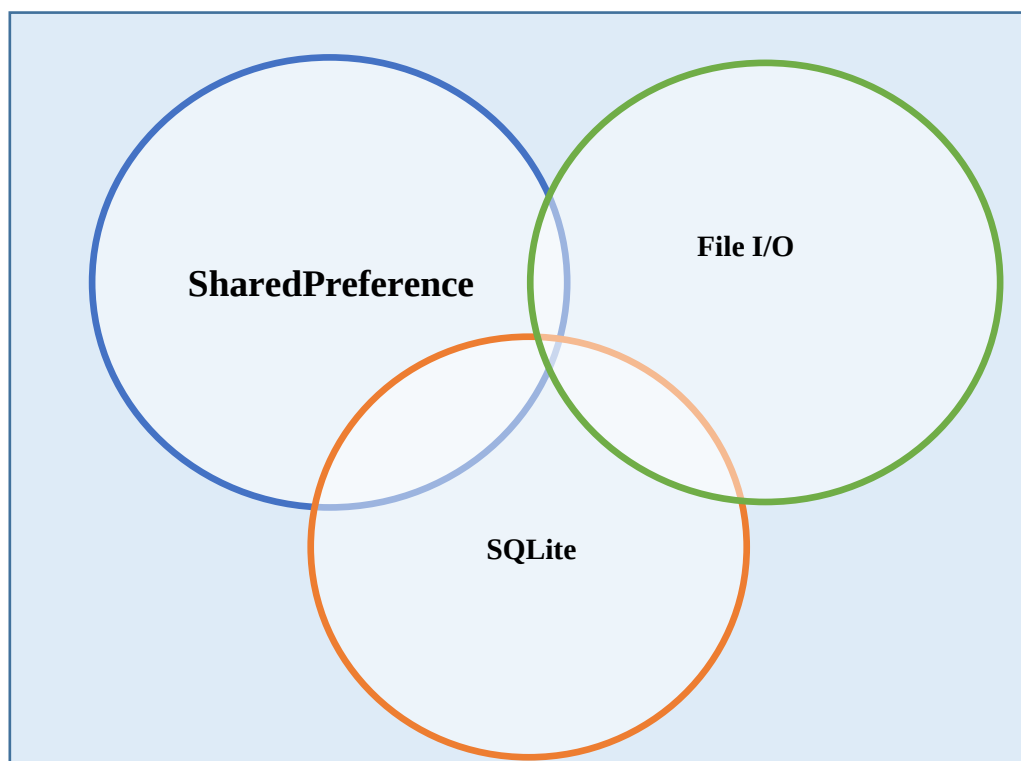
8. “Venn Diagrammasi” metodi

Metodning maqsadi: Bu metod grafik tasvir orqali o‘qitishni tashkil etish rasmi bo‘lib, u ikkita o‘zaro kesishgan aylana tasviri orqali ifodalanadi. Mazkur metod turli tushunchalar, asoslar, tasavurlarning analiz va sintezini ikki aspekt orqali ko‘rib chiqish, ularning umumiy va farqlovchi jihatlarini aniqlash, taqqoslash imkonini beradi.

Metodni amalga oshirish tartibi:

- 1) Ishtirokchilar ikki kishidan iborat juftliklarga birlashtiriladilar va ularga ko‘rib chiqilayotgan tushuncha yoki asosning o‘ziga xos, farqli jihatlarini (yoki aksi) doiralar ichiga yozib chiqish taklif etiladi;
- 2) Navbatdagi bosqichda ishtirokchilar to‘rt kishidan iborat kichik guruhlariga birlashtiriladi va har bir juftlik o‘z tahlili bilan guruh a‘zolarini tanishtiradilar;
- 3) Juftliklarning tahlili eshitilgach, ular birgalashib, ko‘rib chiqilayotgan muammo yohud tushunchalarning umumiy jihatlarini (yoki farqli) izlab topadilar, umumlashtiradilar va doirachalarning kesishgan qismiga yozadilar.

**Намуна: Мобил илова маълумотларини сақлаш
турлари бўйича**



9. “Blits-o‘yin” metodi

Metodning maqsadi: o‘quvchilarda tezlik, axborotlar tizmini tahlil qilish, rejalashtirish, prognozlash ko‘nikmalarini rasmlantirishdan iborat. Mazkur metodni baholash va mustahkamlash maksadida qo‘llash samarali natijalarni beradi.

Metodni amalga oshirish bosqichlari:

1. Dastlab ishtirokchilarga belgilangan mavzu yuzasidan tayyorlangan topshiriq, ya'ni tarqatma materiallarni alohida-alohida beriladi va ulardan materialni sinchiklab o‘rganish talab etiladi. Shundan so‘ng, ishtirokchilarga to‘g‘ri javoblar tarqatmadagi «yakka baho» kolonkasiga belgilash kerakligi tushuntiriladi. Bu bosqichda vazifa yakka tartibda bajariladi.

2. Navbatdagi bosqichda trener-o‘qituvchi ishtirokchilarga uch kishidan iborat kichik guruhlariga birlashtiradi va guruh a‘zolarini o‘z fikrlari bilan guruhdoshlarini tanishtirib, bahslashib, bir-biriga ta'sir o‘tkazib, o‘z fikrlariga ishontirish, kelishgan holda bir to‘xtamga kelib, javoblarini «guruh bahosi» bo‘limiga raqamlar bilan belgilab chiqishni topshiradi. Bu vazifa uchun 15 daqiqa vaqt beriladi.

3. Barcha kichik guruhlar o‘z ishlarini tugatgach, to‘g‘ri harakatlar ketma-ketligi trener-o‘qituvchi tomonidan o‘qib eshittiriladi, va o‘quvchilardan bu javoblarni «to‘g‘ri javob» bo‘limiga yozish so‘raladi.

4. «To‘g‘ri javob» bo‘limida berilgan raqamlardan «yakka baho» bo‘limida berilgan raqamlar taqqoslanib, farq bulsa «0», mos kelsa «1» ball quyish so‘raladi. Shundan so‘ng «yakka xato» bo‘limidagi farqlar yuqoridan pastga qarab qo‘shib chiqilib, umumiy yig‘indi hisoblanadi.

5. Xuddi shu tartibda «to‘g‘ri javob» va «guruh bahosi» o‘rtasidagi farq chiqariladi va ballar «guruh xatosi» bo‘limiga yozib, yuqoridan pastga qarab qo‘shiladi va umumiy yig‘indi keltirib chiqariladi.

6. Trener-o‘qituvchi yakka va guruh xatolarini to‘plangan umumiy yig‘indi bo‘yicha alohida-alohida sharhlab beradi.

7. Ishtirokchilarga olgan baholariga qarab, ularning mavzu bo'yicha o'zlashtirish darajalari aniqlanadi.

10. "Portfolio" metodi

"Portfolio" – (ital. portfolio-portfel, inglizcha-hujjatlar uchun papka) ta'limiy va kasbiy faoliyat natijalarini autentik baholashga xizmat qiluvchi zamonaviy ta'lim texnologiyalaridan hisoblanadi. Portfolio mutaxassisning saralangan o'quv-metodik ishlari, kasbiy yutuqlari yig'indisi sifatida aks etadi. Jumladan, talaba yoki tinglovchilarning modul yuzasidan o'zlashtirish natijasini elektron portfoliolar orqali tekshirish mumkin bo'ladi. Oliy ta'lim muassasalarida portfolioning quyidagi turlari mavjud:

Faoliyat turi	Ish rasmi	
	Individual	Guruhiy
Ta'limiy faoliyat	Talabalar portfoliosi, bitiruvchi, doktorant, tinglovchi portfoliosi va boshqalar.	Talabalar guruhi, tinglovchilar guruhi portfoliosi va boshqalar.
Pedagogik faoliyat	O'qituvchi portfoliosi, rahbar xodim portfoliosi	Kafedra, fakultet, markaz, OTM portfoliosi va boshqalar.

11. «Bumerang» metodi

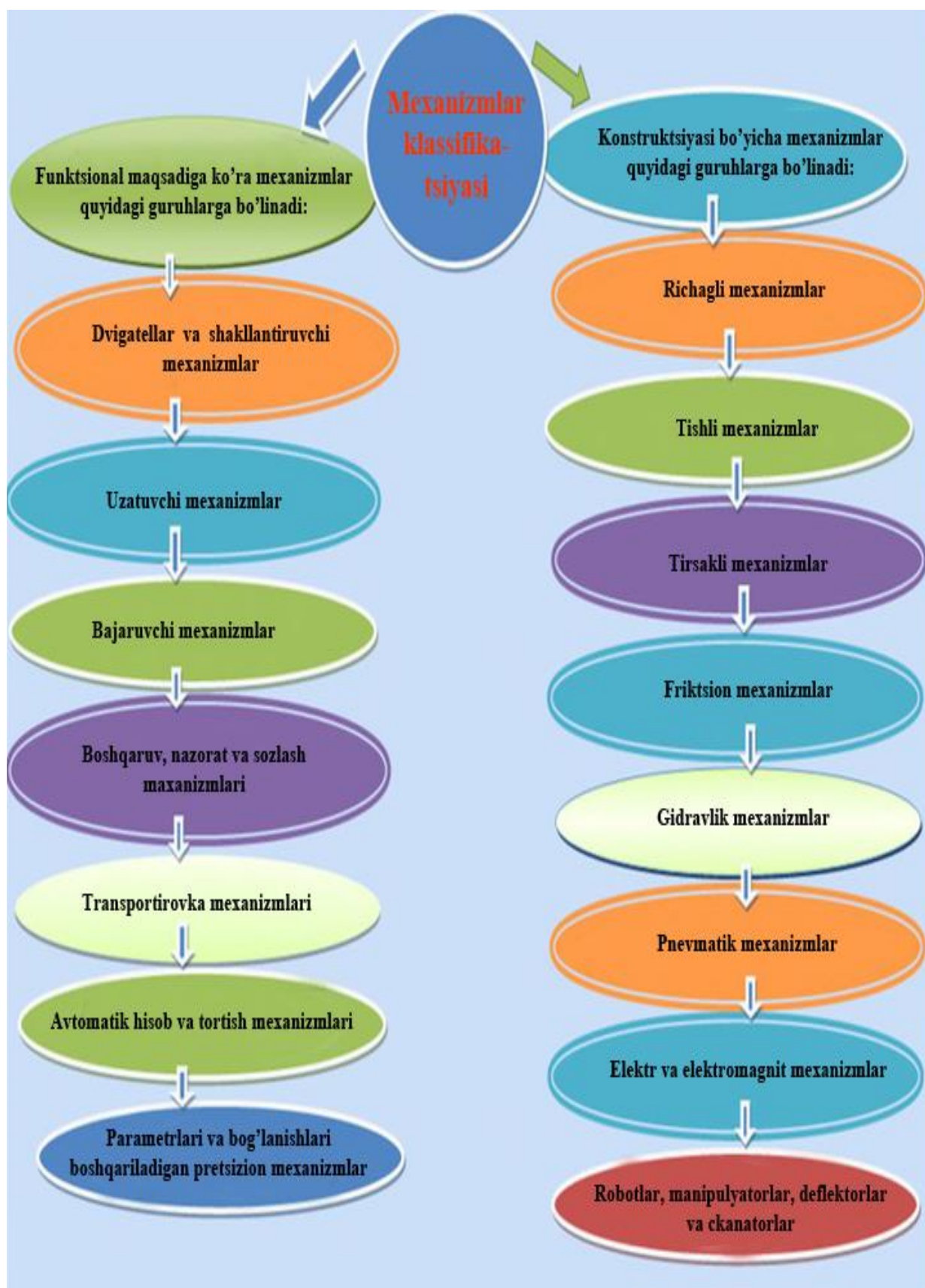
Bumerang metodi-tahsil oluvchilarni dars jarayonida, darsdan tashqarida turli adabiyotlar, matnlar bilan ishlash, o'rganilgan materialni yodda saqlab qolish, so'zlab bera olish, fikrini erkin holda bayon eta olish hamda bir dars davomida barcha ishtirokchilarni baholay olishga qaratilgan. Ushbu texnologiyada tarqatma materiallar ishtirokchilar tomonidan yakka va guruh holatida o'zlashtiriladi hamda

o‘zaro suhbat, bahs- munozara, turli savollar orqali ularning matnni qay darajada o‘zlashtirilganligi nazorat qilinadi va kichik guruhlarining faolliklari va o‘zlashtirish darajalari tezkor baholanadi.

Yuqoridagi diagrammada ushbu metodni mexanizmlar klassifikatsiyasi mavzusini o‘zlashtirish jarayonida qo‘llanilishi ko‘rsatilgan. Bu metodda mana shu diagramm tarqatma material sifatida beriladi va talabalardan shu mexanizmlarni texnologik mashinalarda qo‘llash bo‘yicha tadbqiqiy ko‘nikmasi rasmlantiriladi.

Ma'ruza mashg'ulotlarini tashkil etishning asosiy rasmlari haqida ma'lumot quyidagilardan iborat:

- axborotlilik – o‘qituvchi ma'ruza vaqtida holat, asosiy ilmiy dalillar va xulosalar mohiyatini ochib beradi;
- metodologik – ma'ruza vaqtida o‘qitish usullari taqqoslanadi, ilmiy izlanishning asoslari namoyon etiladi;
- tarbiyalovchi – o‘quv materialiga hissiy-baholash munosabatida bo‘lishni uyg‘otish;



8.7-rasm. «Bumerang» metodi

Ma'ruza – o'qitishni tashkil etishning asosiy rasmi hisoblanib, quyidagi vazifalarni amalga oshirishga imkon beradi:

- rivojlantiruvchi – bilim olishga bo'lgan qiziqishlarni, ya'ni mantiqiy fikrlash va isbotlash qobiliyatlarini rivojlantirishga yordam beradi.

- yo'naltiruvchilik – tinglovchilarni o'quv materialining asosiy holatlariga, uni kelgusi ish faoliyatidagi o'rni va ahamiyatiga diqqat qilishlariga imkon beradi;

GLOSSARIY

O'zbek tilida nomlanishi	Ingliz tilida nomlanishi	O'zbek tilida ma'nosi	Ingliz tilida ma'nosi
KIRISH. UMUMIY TUSHUNCHALAR. MASHINA VA AGREGAT			
Mexanizm va mashinalar nazariyasi	Theory of mechanisms and machines	Mexanizm va mashinalarning analiz va sintez qilishning umumiy usullari xaqidagi fan	The science of general methods of analysis and synthesis of mechanisms and machines
Mexanizmlar analizi	Analysis of mechanism	Mexanizmning berilgan sxemasi bo'yicha uning kinematik va dinamik xossalarini tadqiq qilish	Investigation of the kinematic and dynamic properties of the mechanism according to its prescribed scheme
Mexanizm sintezi	Synthesis of the mechanism	Mexanizmning sxemasini mexanizmning berilgan xossalariga asosan loyihalash	Designing of the mechanism scheme according to its properties
Mashina	Machine	Energiya, materiallarning xossalari, o'lchamlari, rasmi, xolatini va ma'lumotlarni xosil qiluvchi (yoki mexnat ob'ektlarini) ma'lum mexanik harakatlarni bajiruvchi insonni jismoniy va aqliy mexnatini uning ish unumdorligini oshirish uchun mo'ljallangan texnik qurilma	A technical device that carries out certain mechanical movements associated with the transformation of energy, properties, sizes, shape or position of materials (or objects of labor) and information to facilitate the physical and mental labor of a person, improve its quality and productivity
Energetik mashina	Energetic machine	Ixtiyoriy turdagi energiyani boshqa bir turdagi energiyaga	Designed to convert one type of energy to

		aylantirib beradi	another
Dvigatel mashinalari	Machines of engine	Ixtiyoriy turdagi energiyani mexanik energiyaga aylantirib beradi	Converting any kind of energy into a mechanical
Generator mashinalar	Machines of generator	Ixtiyoriy turdagi energiyani energetik energiyaga aylantirib beradi	Transforming mechanical energy into another type of energy
Transport mashinalar	Transportation machines	Materialni xolatini o'zgartirib beradi	Converts only the position of the material
Texnologik mashinalar	Technological machines	Ob'ekt yoki materialning rasmini, xossasini va xolatini xosil qilib beradi	Converts the form, properties, and position of a material or object
Informatsion mashinalar	Information Machines	Ma'lumotni qabul qilish va xosil qilish uchun muljallangan	Designed to receive and convert information
Nazorat-boshqaruv mashinalar	Control-managment machines	Energetik yoki ishchi mashinalarni boshqarish maqsadida ma'lumotni xosil qilishga muljallangan	It is intended for transformation of the information for the purpose of management by power or working machines
Matematik mashinalar	Mathematical machines	Ob'ektning xossalariga mos keluvchi matematik obrazlarni qabul qilish uchun mo'ljallangan	It is intended for obtaining mathematical images corresponding to the properties of an object
Kibernetik mashinalar	Cybernetic machines	Insonga yoki tabiatga xos mexanik, fiziologik va biologik jarayonlarni bajaradi yoki imitatsiya qiladi	It is designed to simulate or replace a person in the processes of activity that are inherent only to him or to objects of wildlife, and possesses elements of artificial

			intelligence
Mashina agregati	Machinery aggregate	Ma'lum ishni bajaruvchi bir yoki bir necha mashinalarning tizimidir	A technical system consisting of one or more machines connected in series or in parallel to each other and designed to perform any required functions
MEXANIZMLAR STRUKTURASI VA KLASSIFIKATSIYASI			
Mexanizm zvenosi	Link of mechanism	Bir yoki bir necha detalning birikmasi	One or more parts connected rigidly with each other
Kinematik juft	The kinematic pair	Ikki zvenoning nisbiy harakatdagi bog'lanmasi	The joining of two adjoining links, allowing their relative motion
Kinematik juft elementi	Element of the kinematic pair	Zvenoning tekislik, sirt, chiziq yoki nuqta orqali boshqa zveno bilan bog'lanish joylari	The totality of surfaces, lines and individual points of the link, over which it is in contact with another link
Oliy kinematik juft	Higher kinematic pair	Zvenolarning chiziq yoki nuqta orqali bog'lanishi	In higher kinematic pairs, the element of contact is a line or point
Quyi kinematik juft	The lowest kinematic pair	Zvenolarning tekislik yoki sirt orqali bog'lanishi	In the lower kinematic pairs, the contact element is the surface
Ilgarilanma juftlik	Progressive pair	Bir zvenoning boshqa zvenoga nisbatan to'g'ri chiziqli harakati	Single-movable pair, allowing the rectilinear-translational motion of one link relative to the other
Aylanma juftlik	The rotational pair	Bir zvenoning boshqa zvenoga nisbatan	Single-movable pair, allowing

		aylanma harakati	rotation of one link relative to the other
Mexanik sistemaning erkinlik darajasi	Degrees of freedom of a mechanical system	Sistema elementlari holatini belgilovchi bir-biriga bog'lanmagan harakatlar soni	Number of independent parameters that determine the position of all elements of the system.
Kinematik zanjir	Kinematic chain	O'zaro bog'langan bir necha kinematik juftlar tizimi	The system of links connected by kinematic pairs
Yopiq kinematik zanjirlar	Closed kinematic chains	Zvenolari kamida ikki zveno bilan bog'langan kinematik juftlar tizimi	In which each link enters into not less than two kinematic pairs with other links
Ochiq kinematik zanjirlar	Unclosed kinematic chains	Zvenosi boshqa bir zveno bilan kinematik juft hosil qiluvchi tizim	In which there are links that enter only one kinematic pair with another link
Tekis kinematik zanjirlar	Flat kinematic chains	Zvenolar nuqtalarining harakat traektoriyalari parallel tekislikda bo'ladi	In which the trajectories of the points of all links are in parallel planes
Fazoviy kinematik zanjirlar	Dimensional kinematic chains	Zvenolar nuqtalarining harakat traektoriyalari parallel tekislikda bo'lmaydi	Which have links whose trajectories of points do not lie in parallel planes
Mexanizm	Mechanism	Qo'zg'almas zvenosi bo'lib, bir zvenosi harakatlan- ganda boshqa zvenolari ma'lum va aniq tartib bilan harakatlanadigan kinematik zanjir	A kinematic chain with a fixed link, in which, for a given motion of one or more links, all other links perform quite definite motions
tayanch	Rack	Qo'zg'almas zveno	Stationary link mechanism
Kiruvchi zveno	Input link	Mexanizmning boshqa zvenolarini	A link to which a movement is

		harakatga keltiruvchi zvenosi	communicated, transformed by a mechanism into certain movements of other links
Chiquvchi zveno	Output link	Mexanizmda harakatni qabul qiluvchi oxirgi zveno	The link making the movement for which the mechanism is intended
Krivoship	Crank	To'liq aylanma harakat qiluvchi zveno	A link forming a rotational pair with a stand and capable of making a full revolution around it
Shatun	Connecting Rod	Murakkab xarakat qiluvchi zveno	Link, not included in kinematic pairs with a rack
Koromislo	Rocker	Tayanch bilan bog'langan to'liq aymanmaydigan zveno	A link forming a rotational pair with a post, but not capable of making a full turn around it
Polzun	Slider	Tayanchga nisbatan ilgarilanma harakatlanadigan zveno	Link making translational motion with respect to the post
Kulisa	Coulisse	Tayanchga nisbatan tebranadigan va tosh bilan bog'langan zveno	A link rotating around a fixed axis and forming a moving pair with another moving link
Mexanizmlarni chizmalardagi tasviri	Images of mechanisms in the drawings	Mexanizmnı o'lchamlarsiz shartli belgilar bilan chizilgan tasviri	Structural (principal) scheme with the use of conventional symbols without observing the dimensions of the links
			Kinematic scheme

			with respect to the dimensions of the links necessary for the kinematic calculation
ZVENOLARINING KONSTRUKTIV BAJARILISHIGA KO'RA MEXANIZMLAR TURLARI			
Richagli mexanizm	Leverage	Faqat quyi kinematik juftli mexanizm	Containing only lower kinematic pairs
Tishli mexanizm	Toothed	Tishli g'ildirakli mexanizm	Containing cogwheels
Kulachokli mexanizm	Cam	Oliy kinematik juftli mexanizm	Containing a higher kinematic pair
Egiluvchi zvenoli mexanizmlar	Mechanisms with flexible links	Egiluvchi zvenosi bo'lgan mexanizm	Containing links that are not solid bodies
Friksion mexanizmlar	Frictional mechanisms	Ishqalanish kuchi bilan ishlaydigan mexanizm	In which the transfer of motion occurs due to frictional forces
FUNKSIONAL VAZIFASIGA KO'RA MEXANIZMLARNING TURLARI			
Sharnirli mexanizm	Hinged mechanism	Zvenolari faqat aylanma juftliklar bilan bog'langan mexanizm	The mechanism, the links of which form only rotational pairs
Krivoship-koromisloli mexanizm	Crank and rocker mechanism	krivoship va koromisloli to'rt zvenoli sharnirli mexanizm	Hinged four-link, which includes a crank and rocker
Ikki krivoshipli mexanizm	Double crank mechanism	ikki krivoshipli sharnirli to'rt zvenoli mexanizm	The articulated four-link, which consists of two cranks
Ikki koromisloli mexanizm	Double rocker mechanism	ikki koromisloli sharnirli to'rt zvenoli mexanizm	Hinged four-link, which includes two rocker arms
Krivoship-polzunli mexanizm	Crank-slider mechanism	Tarkibida krivoship va polzuni bor to'rt zvenoli sharnirli richagli mexanizm	Linkage four-link mechanism, which includes a crank and a slider
Kulisali mexanizm	Coulisse mechanism	Tarkibida kulisasi bor richagli mexanizm	The lever mechanism, which

			includes a wedge
Mexanizmning umumlashgan koordinatalari	Generalized coordinates of the mechanism	Mexanizm zvenolarining tayanchga nisbatan holatini belgilovchi bir-biriga bog'liqsiz parametrlar(chiziqli yoki chiziqsiz)	Independent parameters (linear or angular) that determine the positions of all links of the mechanism relative to the post
Boshlang'ich zveno	Starting link	Bir yoki bir necha umumlashgan koordinatalar berilgan zveno	A link to which one or more generalized coordinates
Strukturaviy guruh (Assur guruhi)	The structural group (Assur group)	Erkinlik darajasi nol bo'lgan elementar kinematik zanjir	Elementary kinematic chain, the number of degrees of freedom of which relative to its external pairs is zero
Assur prinsipi	Principle of Assur	Boshlang'ich zveno va tayanchga bir yoki bir necha Assur guruxlarini qo'shish bilan hosil qilinadigan tekis richagli murakkab mexanizm	The formation of complex plane lever mechanisms is accomplished by joining one or several structural groups (Assur groups) to the initial link and the post
MEXANIZMLAR KINEMATIKASI			
Mexanizmning kinematik analizi	Kinematic analysis of the mechanism	Mexanizm harakat qonuni unga ta'sir etadigan kuchlarni hisobga olmasdan aniqlash	The study of the motion of the links of the mechanism without taking into account the forces acting on them
Kinematik analizning asosiy masalasi	The main tasks of the kinematic analysis	Zvenolar holatini aniqlash va alohida nuqtalarning harakat traektoriyasini qurish	The determination of the positions of the links of the mechanism and the construction of the trajectories of

			the motion of individual points
		Mexanizm zvenolari va nuqtalarining chiziqli va burchak tezliklarini aniqlash	Determination of the velocities of the points of links and angular velocities of the links of the mechanism
		Mexanizm zvenolari va nuqtalarining chiziqli va burchak tezlanishlarini aniqlash	Determination of the acceleration of the points of links and angular accelerations of the links of the mechanism
MEXANIZMLAR KINEMATIK TAHLILINING USULLARI			
Geometrik usul	Geometric method	Analitik yoki grafik usulda berilgan mexanizm zanjirlarining vektorli konturlar tahlili asosida yechish	Based on the analysis of vector contours of kinematic chains of mechanisms presented in an analytical or graphical form
Mexanizmning nuqta koordinatalarini hosil qilish usuli	Method of transforming the coordinates of the mechanism	Matritsali yoki tenzor koʻrinishida yechish	Solved in matrix or tensor form
Kinematik diagrammalar usuli	Method of kinematic diagrams	Grafik yoki sonli usulda differensiallash va integrallash	Method of graphical or numerical differentiation or integration
Holat, tezliklar va tezlanishlar rejalari usuli	Method of positions, velocities and accelerations plans	Grafik yoki analitik usulda kinematik parametrlarni bogʻlash ni vektor tenglamalarini yechish usuliga asoslangan	Based on the solution of vector equations connecting the kinematic parameters, in graphical form or analytical form
Mexanizmning	Function of the	Mexanizm	Dependence of the

funksiya holati	mechanism position	zvenosining chiziqli yoki burchak siljishinig umumlashgan koordinata bo'yicha bog'liqligi	angular or linear displacement of a point or link of a mechanism on the generalized coordinate
Mexanizmning kinematik xarakteristikasi	Kinematic characteristics of the mechanism	Vaqt bo'yicha funksiya holatidan olingan hosila	Derivatives from the time position function
Tezlik	velocity	Mexanizm funksiya holatidan vaqt bo'yicha olingan birinchi hosila	The first derivative of the time position function
tezlanish	Acceleration	Mexanizm funksiya holatidan vaqt bo'yicha olingan ikkinchi hosila	The second derivative of the time position function
Mexanizmning kinematik uzatish funksiyasi	Kinematic transfer functions of the mechanism	Mexanizm funksiya holatidan umumlashgan koordinata bo'yicha olingan hosila	Derivatives from the position function in the generalized coordinate
Tezlik analogi	Velocity analogue	Mexanizm uzatish funksiyasidan umumlashgan koordinata bo'yicha olingan birinchi hosila	The first derivative of the transfer function in the generalized coordinate
Tezlanish analogi	Acceleration analogue	Mexanizm uzatish funksiyasidan umumlashgan koordinata bo'yicha olingan ikkinchi hosila	The second derivative of the transfer function in the generalized coordinate
Mexanizmning holati	Layout of the mechanism	Mexanizm kirish zvenosi holati berilgan holatiga mos keluvchi masshtab bilan chizilgan kinematik rasmi	Graphical image taking into account the scale of the kinematic scheme of the mechanism, corresponding to the given position of the initial link
Zvenoning	Plan of link	Zveno nuqtalarining	The figure formed

tezliklar rejasi	velocity	tezlik vektorlari ko‘rinishidagi rasmi	by the velocity vectors of the link points
Mexanizmning tezliklar rejasi	The velocity plan of the mechanism	Mexanizm zvenolarning tezliklarini ifodalovchi chizma	The set of speed plans for the links of the mechanism with one common pole
Zvenoning tezlanishlar rejasi	Plan of the acceleration of the link	Zveno nuqtalarining tezlanish vektorlari ko‘rinishidagi rasmi	The figure formed by the acceleration vectors of the link points
Mexanizmning tezlanishlar rejasi	Plan of acceleration mechanism	Mexanizm zvenolarning tezlanishlarini ifodalovchi chizma	The set of plans for accelerating the links of the mechanism with one common pole
Masshtab koefitsienti	Coefficient of scale	Zveno haqiqiy o‘lchamining chizmadagi ma'lum munosabatdagi qiymati	The ratio of the numerical value of the physical quantity in its units to the length of the segment in millimeters, representing this value in the drawing
Zvenoning chetki holatlari	Extreme position of the link	Zvenoning shunday holatiki undan boshlab shu zveno harakatni boshlaydi	The position of the link from which it can move only in one direction
Mexanizmning chetki holatlari	Extreme position of the mechanism	Mexanizmning shunday holatiki unda bir zveno eng chetki holatida bo‘ladi	The position of the mechanism in which at least one link of the mechanism occupies its extreme position
MEXANIZMLARNI KUCHGA HISOBLASH			
Mexanizmni kuchga hisoblashning asosiy vazifalari	The main tasks of force calculation of mechanisms	Kinematik juftlardagi reaksiya kuchlarini aniqlash	Determination of reactions in kinematic pairs of the mechanism
		Mexanizm kirish	Determination of

		zvenosiga ta'sir etuvchi muvozanatlovchi momentni aniqlash	the counterbalance moment acting on the input link of the mechanism
Harakatlantiruvchi kuchlar	Driving forces	Ma'lum vaqt oralig'ida uning bajargan ishi musbat bo'ladi	Forces whose work for a given period of time is positive (the forces of compressed gas, vapor, electromagnetic field, etc.)
Qarshilik kuchlari	Resistance forces	Ma'lum vaqt oralig'ida uning bajargan ishi manfiy bo'ladi	Forces whose work for a given period of time is negative
Foydali qarshilik kuchlari	Forces of useful resistance	Qarshilik kuchlarini yengish uchun mo'ljallangan mexanizm	The forces to be overcome by the mechanism
Zararli qarshilik kuchlari	Forces of harmful resistance	Ishqalanish va muhitning qarshilik kuchlari	Forces of friction, medium resistance
Zvenolarning og'irlik kuchlari	Gravity of links	Zvenoning og'irligidan paydo bo'ladigan kuch	The result of the interaction of each particle of the link with the Earth
Inersiya kuchlari	Forces of inertia	Tezlanish bilan harakatlanadigan zvenoning shartli kuch	The conditional forces that are introduced into account when the links move with acceleration
Reaksiya kuchlari	Reaction forces	Kinematik juftlarning bog'lanish joylarida paydo bo'ladi	They arise when the links interact in the places of their contact (kinematic pairs)
Mexanizmni statik hisobi	Statcheskiy raschyot mexanizma	Zvenolarning inersiya kuchlarini hisobga olmay kuchga hisoblash	Force calculation without taking into account inertia forces of links
Mexanizmni kinetostatik hisobi	Kinetostatcheskiy raschyot mexanizma	Zvenolarning inersiya kuchlarini hisobga olib kuchga hisoblash	Power calculation with inertia forces taken into account

D'Alamber prinsipi	Prinsip D' Alamberta	Mexanizm zvenolariga ta'sir etuvchi tashqi kuchlar bilan inersiya kuchlarini hisobga olinsa, bunda bu kuchlarni muvozanatda bo'ladi deb hisoblanadi	If we add inertial forces to the external forces acting on the link of the mechanism, then this system of forces can be considered as being in equilibrium
Berilgan mexanizm uchun N.ye. Jukovskiy richagi	Theorem of N.E. Zhukovsky about the lever	Tezliklar rejasi 90 gradusga burilgan qattiq sistema	If the forces acting on the links of the mechanism are transferred to the corresponding points of the lever of Zhukovsky, then at the equilibrium of the mechanism, the lever of Zhukovsky will also be in equilibrium
Bosim burchagi	Angle of pressure	Zvenoga qo'yilgan kuch vektori bilan kuch qo'yilgan nuqtaning tezligi orasidagi burchak	The angle between the vector of force applied to the link and the velocity vector of the point of application of this force
MEXANIZM VA MASHINALAR DINAMIKASI			
Mexanizm va mashinalar dinamik tahlilining asosiy vazifalari	The main tasks of the dynamic analysis of mechanisms and machines	Berilgan kuchlar ta'sirida mexanizm harakat qonunini aniqlash	Determination of the law of motion of a mechanism under the action of given forces
		Mexanizm kinematik juftlaridagi reaksiya kuchlarini aniqlash	Determination of reactions in kinematic pairs of the mechanism
		Kinematik juftlaridagi ishqalanishga sarflangan energiyani aniqlash. Mexanizm	Determination of energy losses to overcome friction in kinematic pairs.

		foydali ish koeffitsientini aniqlash	Determination of mechanical efficiency
		Mexanizmni va zvenolarni muvozanatlash	Balancing the mechanisms and their individual links
		Mashina harakatini boshqarish usullari	Methods for regulating the movement of a machine
Mashina barqaror harakatining sharti	The theorem on the change in the kinetic energy of a mechanical system	Mashinaga ta'sir etuvchi harakatlantiruvchi kuchlarning bajargan ishi shu vaqt davomida qarshilik kuchlarining bajargan ishiga teng	The change in the kinetic energy of a mechanical system on a certain displacement is equal to the algebraic sum of the work of all the forces acting on the given system
Keltirilgan kuch momenti	Condition for the steady motion of the machine	Keltirish zvenosiga qo'yilgan kuch momentining bajargan ishi barcha kuchlar momentlarining bajargan ishiga teng	It is necessary that the work of the driving forces acting on the machine during the cycle is equal to the work of the resistance forces for the same time
Mexanizmni ng inersiya momenti	The present moment of forces for a given system	Keltirish zvenosi inersiya momentining kinetik energiyasi barcha zvenolar kinetik energiyalarining kinetik energiyasiga teng	Such a moment of force, applied to the link of reduction, the instantaneous power of which is equal to the algebraic sum of the instantaneous powers of the reducible forces
Ishqalanish	Friction	Nisbiy ilgarilanma harakatdagi ikki zveno orasidagi qarshilik	Resistance at relative motion of two contacting

			bodies
Ishqalanishning turlari	Types of friction	Sirpanish ishqalanish	Slip friction (dry and lubricated)
		Dumalanish ishqalanish	Friction of rolling
		Sirpanib dumalashdagi ishqalanish	Rolling friction with sliding
Koeffitsient poleznogo deystviya mexanizma	Coefficient of the effective motion of the mechanism	Mexanizm ish davrida foydali qarshilik kuchini bajargan ishining harakatlantiruvchi kuchning bajargan ishiga nisbati	The ratio of the work (or average power) of the forces of useful resistance to the work (or average power) of the driving forces during the cycle time
Disbalans	Imbalance	Muvozanatlanmagan massani Rotor aylanish o'qigacha bo'lgan masofasiga ko'paytmasi	A vector quantity equal to the product of an unbalanced mass by its distance to the axis of rotation of the rotor
Rotorni statik muvozanatlash	Static balancing of the rotor	Rotorning massasi taqsimlanganda uning og'irlik markazi aylanish o'qida yotadi. Bunda rotor aylanishida inersiya kuchining bosh vektori nolga teng	The distribution of the rotor masses, at which the center of its masses lies on the axis of rotation. The principal vector of inertia of the rotor when it rotates is zero
Dinamicheskaya (polnaya) balansirovka rotora	Dynamic (full) balancing of the rotor	Rotor aylanishida uning massasi taqsimlanib aylanish o'qlariga bosim teng tushadi. Rotor dinamik balansirovkasida inersiya kuchining bosh vektor va bosh momenti nolga teng bo'ladi	The distribution of the mass of the rotor, which removes the pressure from inertial forces in the fixed supports when the rotor rotates. With dynamic balancing of the rotor, the

			principal vector and the principal moment of the inertial forces with its rotation are zero
TISHLI MEXANIZMLAR			
Shesternya	Gear	Tishlar soni kam bo'lgan tishli g'ildirak	Gear wheel with fewer teeth
Tishli g'ildirak	Wheel	Tishlar soni ko'p bo'lgan tishli g'ildirak	Gear wheel with a large number of teeth
Tishli uzatmaning uzatishlar nisbati	The rate of gear mechanics transmission	yetaklovchi val burchak tezligining yetaklanuvchi val burchak tezligiga nisbati	The ratio of the angular velocity of the input shaft to the angular velocity of the output
Ilashmaning asosiy qonuni	The main linking theorem	Ikki tishning tegib turuvchi nuqtasidan o'tkazilgan normal markazlar oralig'ini g'ildiraklarning burchak tezliklari nisbatiga teskari proporsional tarzda bo'ladi	The general normal to the profiles of links of the higher pair at the point of their contact divides the line of centers into parts inversely proportional to the angular velocities of the links
Bo'luvchi aylana	Dividing circle	Tishli g'ildirakning bo'luvchi yuzasiga tegishli aylana	Circumference belonging to the pitch surface of the gear wheel
Boshlang'ich aylana	Initial circle	Bir biriga nisbatan sirpanmay dumalaydigan aylanalar	The concentric circle belonging to the initial surface of the gear
Tishning moduli	Normal tooth module	Bo'luvchi aylana diametrining bitta tishga to'g'ri keladigan uzunligi	The linear value is $\frac{1}{\pi}$ times less than the circumferential step. The standard module corresponds to the dividing circle
Tishning	Circumference of	Tishli g'ildirak	The distance

qalinligi	tooth thickness	aylanalari bo'yicha turli profillar orasidagi masofa	between the dissimilar profiles of the tooth along the arc of the concentric circle of the gear wheel
Aylana evolventasi	The involute of the circle	Qo'zg'almas aylanada to'g'ri chiziqni sirpanmay dumalashida uning nuqtasi chizgan egri chiziq	The curve is described by a point of a straight line when it rolls along a circle without sliding. The straight line is called the generating line, and the circle is called the basic circle
Ilashish burchagi	Angle of engagement	Ilashish chizig'i bilan boshlang'ich aylanalarga o'tkazilgan umumiy urinma orasidagi burchak	The angle between the line of engagement and the straight line perpendicular to the center line
Tishli uzatmada ilashish chizig'i	Gear Linkage Line	Ikkita tutashuvchi tishlar profillarining tegib turuvchi nuqtalarining geometrik o'rni	The trajectory of a common point of contact when it moves relative to a fixed plane
Tishli uzatmada aktiv ilashish chizig'i	Active gearing line	Tishlar profillarining tegib turuvchi nuqtalarining geometrik o'rni	A part of the gearing gear line through which one tooth interacts with the other
Uzatmaning o'qlararo masofasi	Dividing between axial distance	Tishli g'ildiraklar aylanuvchi o'qlarining orasidagi eng qisqa masofa	The shortest distance between the axes of rotation of the wheels
Kopirovka usuli	Copying method	Qirquvchi asbobning bir marta yurishida bitta botiqlik qirqiladi, so'ngra andoza qadam burchagiga burilib, qirqish yana	Cutting of the gear wheel, in which the cutting edges of the gear-cutting tool (disk or finger mill) copy the

		takrorlanadi	shape of the cavity between two adjacent teeth of the wheel
Qoplanish koefitsienti	Coefficient of overlap	Ilashish yoyining tish qadamiga nisbati	The ratio of the angle of overlap to the angular step
PLANETAR MEXANIZMLAR			
Planetar mexanizm	The planetary mechanism	Erkinlik darajasi bir va undan yuqori tishli-richagli mexanizm	Toothed-link mechanism with two or more degrees of freedom
Markaziy tishli g'ildirak	Center Wheels	O'qlari qo'zg'almas tishli g'ildirak	Cogwheels with fixed axes
Sotellit	Satellites	O'qlari qo'zg'aluvchan tishli g'ildirak	Cogwheels with movable axles
Vodilo	Driving	Sotellitni harakatlantiruvchi richag	The lever bearing the bearings of the satellites
Qaytarilgan mexanizm	Reversed mechanism	Vodiloni to'xtatish yo'li bilan hosil qilingan mexanizm	The mechanism obtained from the planetary by stopping the carrier
Planetar mexanizmni sintezi	Synthesis of planetary gear	Berilgan uzatish nisbatini ta'minlovchi tishli g'ildirak tishlarini aniqlash	Selecting the number of gear teeth teeth to reproduce the specified gear ratio
KULACHOKLI MEXANIZMLAR			
Kulachokli mexanizm	Cam mechanism	Oliy kinematik juftli mexanizm	A mechanism containing a higher kinematic pair
Kulachok	Cam	O'zgaruvchan egrilik radiusli oliy kinematik juftga kiruvchi zveno	A link joining a higher kinematic pair and having a working surface of variable curvature
Turtkich	Pusher	Kulachokli mexanizmning chiqish zvenosi	Output link of the cam mechanism
Turtkichning uzoqlashish fazasi	Lifting phase of pusher	Kulachok markaziga nisbatan turtkichning uzoqlashishi	The pusher is smoothly received relative to the

			center of the cam
Turtkichning uzoqda turish fazasi	Phase of the pusher durability	Kulachok markaziga nisbatan turtkichning uzoqda turish holati	The pusher is in a distant stationary state with respect to the center of the cam
Turtkichning yaqinlashish fazasi	The pusher lowering phase	Kulachok markaziga nisbatan turtkichning yaqinlashishi	The pusher smoothly approaches relative to the center of the cam
Turtkichning yaqinda turish burchagi	Phase of the pusher dwell	Kulachok markaziga nisbatan turtkichning yaqinda turish holati	The pusher is in the near stationary state with respect to the center of the cam
Kulachokli mexanizm sintezining asosiy masalasi	The main task of synthesizing the cam mechanism	Turtkichning harakat qonuni bo'yicha kulachokning profilini qurish	Construction of the cam profile according to a given law of motion of the pusher
Harakatni aylantirish usuli	Method of reversal of motion	Kulachokni xayolan to'xtatib, unga nisbatan turtkichning tayanch bilan birga harakati	The motion of the pusher together with the stand relative to the cam is considered, which is conventionally assumed to be stationary
Kulachokning konstruktiv profili	Constructional cam profile	Kulachokning konstruktiv profili bu kulachok bilan turtkichning bog'lanish joyi	The working profile of the cam, through which the cam and pusher contact

FOYDALANILGAN ADABIYOTLAR

1. Artobolevskiy I.I. Teoriya mexanizmov i mashin. – M.: Nauka, 1988.-640 s.
2. Frolov K.V, Popov S.A, Musatov A.K va boshqalar. “Mashina va mexanizmlar nazariyasi” Toshkent, “O‘qituvchi” – 1990 y.
3. Usmonxo‘jaev H.H. «Mexanizm va mashinlar nazariyasi». –T.: O‘qituvchi, 1981.
4. Levitskiy N.I. Teoriya mexanizmov i mashin. – M.:Nauka, 1990- 592 s.
5. Zokirov G‘.Sh. Mashina va mexanizmlar nazariyasi. – T.: O‘qituvchi, 2002.
6. Karimov R.I., Turaev F.T. Kinematicheskiy analiz ploskix mexanizmov s icpolzovaniem EVM: Ucheb.posobie. –T.: TashGTU, 2004 g.
7. Karimov K.A., Karimov R.I., Axmedov A.X. Razvitie teoreticheskix osnov mexanizmov s upravlyaemimi parametrami i svyazyami. Monografiya. – Tashkent: «Iqtisod – Moliya», 2016, 326 s.
8. Karimov R.I., Begimov N.N. Modelirovanie kinematiki i kinetostatiki siklovix mexanizmov. Monografiya. – Tashkent: TashGTU, 2015, -164 s.
9. Karimov R.I., Begimov N.N. Modelirovanie kinematiki i kinetostatiki siklovix mexanizmov. Monografiya. – Tashkent: TashGTU, 2015, – 164 s.
- a. Karimov R.I. Teoriticheskie osnovi i konstruksii planetarnogoi biplanetarnogo privodov rabochix organov testomesilnix mashin: Monografiya.- Tashkent: TashGTU, 2013, 8,5 p.l.
10. R.I.Karimov, N.N.Begimov, R.ye.Shaxobutdinov «Kinematicheskie i kinetostaticheskie rascheti ploskix richajnyx mexanizmov na osnove informatsionno-kompyuternix texnologiy» metodicheskoe posobie. T.: TashGTU, 2014. – 70 s.
11. Karimov R.I., Begimov N.N. “Informastion texnologiyalar asosida tekis richagli mexanizmlarning kinematik tahlili” Uslubiy qo‘llanma. -T.: ToshDTU, 2017. 63 b.

12. Karimov K.A. Texnika fanlari sohasida oliy malakali ilmiy va ilmiy – pedagog kadrlar tayyorlash muammolari va istiqbollari. Jurnal «Oliy Attestatsiya komissiyasining byulleteni». № 6, 2009, Toshkent, 3-9 b.

13. Karimov K.A., Daminov A.D. Texnika fanlari sohasida oliy malakali ilmiy va ilmiy-pedagog kadrlar tayyorlash va attestatsiyasi sifatini oshirishning dolzarb vazifalari. Jurnal «Oliy Attestatsiya komissiyasining byulleteni». №2, 2011, Toshkent, 3-8 b.

14. Karimov K.A., Xabibulaeva X.N. Fundamental va texnika fanlarini integratsiyalash jarayonida innovatsion texnologiyalarning istiqbollari. «Innovatsiya – 2013» XVIII Xalqaro ilmiy-amaliy anjumani. Ilmiy maqolalar to‘plami. Toshkent, 2013 yil, 62-64 b.

15. Ishmuxamedov R.J., Yuldoshev M. Ta’lim va tarbiyada innovatsion pedagogik texnologiyalar.-T., o‘qituvchi 2013. – 279 b.

16. Ro‘zieva D., Usmonboeva M., Xoliqov Z. Interfaol metodlar: moxiyati va qo‘llanilishi. Uslubiy qo‘llanma, TDPU, 2013 yil, 136 b.

17. Yuldoshev J., Xasanov S. Pedagogik texnologiyalar. O‘quv qo‘llanma. T. “Iqtisod-moliya”, 2009 y.

18. Tolipov O‘.Q., Usmonboeva M. Pedagogik texnologiya:Nazariya va amaliyot. T. “Fan”, 2005y., 84 b.

19. Bogatiryov N.I., Oskin S.V. Ispolzovanie interaktivnix metodov obucheniya pri podgotovke bakalavrov i magistrov. – Krasnodar, 2014, – 128.

20. Ashok G. Ambekar, Ambekar A. Teoriya mexanizmov i mashin. PHI Learning Pvt. Ltd., 2007, ISBN, 8120331346, 9788120331341, 1004 str.

21. R. S. Khurmi, J. K. Gupta. Teoriya mashin. (dlya bakalavrov v oblasti mashinostroeniya) izdanie «Eurasia Publishing House», 2008, ISBN812192524X, 9788121925242, 1071 str.

22. Emilio Bautista. Teoriya mashin i mexanizmov. izd. Nirali Prakashan. 2005,ISBN.. 8185790949, 9788185790947, 971 str.

23. [John Joseph Uicker](#), [Gordon R. Pennock](#), [Joseph Edward Shigley](#). Teoriya mashin i mexanizmov. Izdanie «Oxford University Press», 2003. ISBN019515598X, 9780195155983, 734 str.

Elektron resurslar

1. www.gov.uz – O‘zbekiston Respublikasi xukumat portali.
2. www.lex.uz – O‘zbekiston Respublikasi Qonun hujjatlari ma’lumotlari milliy bazasi.
3. www.ilm.uz.
4. www.ziyo.net.
5. [www Referat.uz](http://www.Referat.uz)
6. <http://www.ziyo.net>
7. <http://www.detal mash.ru>
8. <http://www.bmstu.ru>
9. <http://www.mashmex.ru>
10. <http://www.books.google.ru>

MUNDARIJA

KIRISH.....	3
-------------	---

1-BOB. “MEXANIZM VA MASHINALAR NAZARIYASI” FANINING ASOSIY MAQSAD VA VAZIFALARI

1.1-§ “Mexanizm va mashinalar nazariyasi” fanining qisqacha rivojlanish tarixi.....	5
1.2-§ “Mexanizm va mashinalar nazariyasi” fanining asosiy bo‘limlari, tushunchalar va ta’riflar.....	12
1.3-§ Mexanizm va mashinalarning klassifikatsiyasi.....	18
1.4-§ Kinematik juftlar, zanjirlar. Assur guruhlar.....	30

2-BOB. MEXANIZMLARNING STRUKTURAVIY TAHLILI

2.1-§ Tekis va fazoviy mexanizmlarning strukturaviy taxlili.....	40
2.2-§ Tekis mexanizmlarni Assur-Artobolevskiy uslubida sinflarga ajratish.....	41

3-BOB. TEKIS MEXANIZMLARNING KINEMATIK TAXLILI

3.1-§ Tekis mexanizmlarning holati va ularni grafik usul yordamida kinematik tahlil etish.....	51
3.2-§ Tekis richagli mexanizmlarni grafo-analitik usul bilan kinematik tahlil etish (krivoship-polzunli, sharnirli to‘rt zvenoli va kulisali mexanizmlar misolida).....	56
3.3-§ Tekis richagli mexanizmlarni analitik usul bilan kinematik tahlil etish (krivoship-polzunli, sharnirli to‘rt zvenoli va kulisali mexa-	73

nizmlar misolida).....

4-BOB. MEXANIZM VA MASHINALARNING DINAMIK TAHLILI

4.1-§	Mexanizmlarni dinamik tahlili. Mexanizm zvenolariga ta'sir etuvchi kuchlar. Inersiya kuchlari va momentlari.....	94
4.2-§	Mexanizmlarni kinetostatik hisoblash. Jukovskiy richagi.....	102
4.3-§	Mexanizmning dinamik modeli. Keltirilgan kuchlar va momentlar haqida tushuncha.....	106
4.4-§	Keltirilgan massa va inertsia momenti tushunchalari.....	109
4.5-§	Mashina agregatining kinetik energiya va differensial tenglama ko'rinishidagi harakat tenglamalari. Aylanuvchi massalarni muvozanatlash.....	110

5-BOB. MEXANIK UZATMALARNING KLASSIFIKATSIYASI

5.1-§	Mexanik uzatmalarning turlari, afzallik va kamchiliklari.....	119
-------	---	-----

6-BOB. TISHLI MEXANIZMLAR

6.1-§	Tishli mexanizmlarning turlari va ularning klassifikatsiyasi. Ilashmaning asosiy qonuni.....	127
6.2-§	Evolventa va uning xossalari. Evolventali tishli g'ildirakning geometrik parametrlari va uni ishlab chiqarish usullari.....	134
6.3-§	Tishli ilashma va uning parametrlari.....	146
6.4-§	Tishli g'ildiraklardan tuzilgan murakkab mexanizmlar.....	150
6.5-§	Tishli uzatmaning sifat ko'rsatkichlari. Siljishni hisoblash koeffitsientlarini tanlash.....	154
6.6-§	Planetar mexanizmlarning turlari va ularning kinematik taxlili.	159

Planetar mexanizmlarni loyixalash.....	
--	--

7-BOB. KULACHOKLI MEXANIZMLAR VA ULARNI LOYIHALASH

7.1-§ Kulachokli mexanizmlarning klassifikatsiyasi va ularning geometrik hamda kinematik tahlili.....	173
7.2-§ Oddiy kulachokli mexanizmning geometrik va kinematik tahlili...	179
7.3-§ Turtkichi ilgarilanma harakatlanuvchi kulachokli mexanizmning tezliklar rejasi va uzatish nisbati.....	182
7.4-§ Tebranuvchi turtkichli kulachokli mexanizmning tezliklar rejasi va uzatish nisbati.....	184
7.5-§ Kulachokli mexanizmga bosim va uzatish burchaklari.....	188
7.6-§ Kulachokli mexanizmni loyihalash, kulachokning minimal radiusini aniqlash.....	189
7.7-§ Kulachokli mexanizmga turtkichning harakat qonunlari.....	196

8-BOB. “MEXANIZM VA MASHINALAR NAZARIYASI” FANINING O‘QUV JARAYONIGA ZAMONAVIY INNOVATSION VA PEDAGOGIK TEXNOLOGIYALARNI QO‘LLASH ISTIQBOLLARI

8.1-§ “Mexanizm va mashinalar nazariyasi” fani o‘quv qo‘llanmasining amaliy ahamiyati.....	201
8.2-§ Elektron o‘quv modulini ishlab chiqishda foydalaniladigan interfaol ta’lim metodlari.....	203
Glossariy	217
ADABIYOTLAR	235

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
----------------------	----------

ГЛАВА 1. ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ ПРЕДМЕТА «ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

1.1-§ Краткая история развития теории механизмов и машин.....	5
1.2-§ Основные разделы ТММ, понятия и определения.....	12
1.3-§ Классификация машин и механизмов.....	18
1.4-§ Кинематические пары, цепи и группы Ассура.....	30

ГЛАВА 2. СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМОВ

2.1-§ Структурный анализ плоских и пространственных механизмов.....	40
2.2-§ Классификация плоских механизмов по принципу Ассура-Артоболевского.....	41

ГЛАВА 3. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПЛОСКИХ МЕХАНИЗМОВ

3.1-§ Положения плоского механизма и кинематический анализ графическим методом.....	51
3.2-§ Кинематический анализ плоских механизмов графо-аналитическим методом (на примере: кривошипно-ползунного механизма, шарнирного четырёхзвенника и кулисного механизма).....	56
3.3-§ Кинематический анализ плоских механизмов аналитическим методом (на примере: кривошипно-ползунного механизма,	73

шарнирного четырёхзвенника и кулисного механизма).....

ГЛАВА 4. ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

4.1-§	Динамический анализ механизмов. Силы, действующие на звенья механизма. Силы инерции и момент от сил инерции...	94
4.2-§	Кинетостатический расчёт механизмов. Рычаг Жуковского...	102
4.3-§	Динамическая модель механизма. Приведённая сила и приведённый момент.....	106
4.4-§	Приведённая масса и приведённый момент инерции механизма.....	109
4.5-§	Исследование движения машинного агрегата в форме кинетической энергии и дифференциального уравнения. Уравновешивание вращающихся масс.....	110

ГЛАВА 5. МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ И ИХ КЛАССИФИКАЦИЯ

5.1-§	Виды механических передач, преимущество и недостатки...	119
-------	---	-----

ГЛАВА 6. ЗУБЧАТЫЕ МЕХАНИЗМЫ

6.1-§	Виды зубчатых механизмов, их классификация. Основной закон зацепления.....	127
6.2-§	Свойства эвольвенты. Геометрические параметры зубчатых колёс и методы их изготовления.....	134
6.3-§	Параметры зубчатого зацепления.....	146
6.4-§	Сложные зубчатые механизмы.....	150
6.5-§	Качественные показатели зубчатой передачи.....	154

6.6-§	Виды планетарных механизмов и их кинематический анализ. Синтез планетарных механизмов.....	159
-------	---	-----

ГЛАВА 7. КУЛАЧКОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ

7.1-§	Классификация кулачковых механизмов, геометрический и кинематический анализ.....	173
7.2-§	Геометрический и кинематический анализ простейших кулачковых механизмов.....	179
7.3-§	Планы скоростей и передаточное отношение кулачковых механизмов с возвратно-поступательным толкателем.....	182
7.4-§	Планы скоростей и передаточное отношение кулачковых механизмов с качающимся толкателем.....	184
7.5-§	Угол давления и передачи кулачковых механизмов.....	188
7.6-§	Проектирование кулачковых механизмов, определение минимального радиуса кулачка.....	189
7.7-§	Законы движения толкателя кулачковых механизмов.....	196

ГЛАВА 8. ПЕРСПЕКТИВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ СОВРЕМЕННЫХ ИННОВАЦИОННЫХ И ПЕДАГОГИЧЕСКИХ ТЕХНОЛОГИЙ В УЧЕБНОМ ПРОЦЕССЕ ПО ДИСЦИПЛИНЕ “ТММ”

8.1-§	Прикладное значение учебного пособия по дисциплине “ТММ”.....	201
8.2-§	Интерактивные методы обучения, используемые при разработке электронного учебного модуля.....	203
	Глоссарий.....	217
	ЛИТЕРАТУРА.....	235

HAPTERE

INTRODUCTION	3
---------------------------	----------

CHAPTER 1. GOALS AND OBJECTIVES OF THE SUBJECT

"THE THEORY OF MECHANISMS AND MACHINES"

1.1-§	A brief history of the development of the theory of mechanisms and machines.....	5
1.2-§	The main sections of TMM, concepts and definitions.....	12
1.3-§	Classification of machines and mechanisms.....	18
1.4-§	Kinematic pairs, chains and Assur groups.....	30

CHAPTER 2. STRUCTURAL ANALYSIS OF MECHANISMS

2.1-§	Structural analysis of flat and spatial mechanisms.....	40
2.2-§	The classification of flat mechanisms on the principle of Assur-Artobolevskiy.....	41

CHAPTER 3. KINEMATIC ANALYSIS OF FLAT MECHANISMS

3.1-§	Positions of the flat mechanism and kinematic analysis graphically.....	51
3.2-§	Kinematic analysis of planar mechanisms by the graph-analytical method (for example: crank-slider mechanism, articulated four-wheel hanger and rocker mechanism).....	56
3.3-§	Kinematic analysis of plane mechanisms by the analytical method (for example: crank-slider mechanism, four-hinged hinge and rocker mechanism).....	73

CHAPTER 4. DYNAMIC ANALYSIS OF MECHANISMS AND MACHINE

4.1-§	Dynamic analysis of mechanisms. Forces acting on the links of the mechanism Inertia forces and moment from inertia forces.....	94
4.2-§	Kinetostatic calculation of mechanisms. Zhukovsky's lever.....	102
4.3-§	The dynamic model of the mechanism. Reduced strength and reduced torque	106
4.4-§	The reduced mass and the reduced moment of inertia of the mechanism.....	109
4.5-§	The study of the movement of the machine unit in the form of kinetic energy and a differential equation. Balancing the rotating masses.....	110

CHAPTER 5. MECHANICAL TRANSMISSIONS AND THEIR CLASSIFICATION

5.1-§	Types of mechanical gears, advantages and disadvantages.....	119
-------	--	-----

CHAPTER 6. TOOLS MECHANISMS

6.1-§	Types of gear mechanisms, their classification. The basic law of gearing.....	127
6.2-§	Properties of the involute. Geometric parameters of gears and methods of their manufacture.....	134
6.3-§	Parameters of toothed gear.....	146
6.4-§	Complicated gear mechanisms.....	150
6.5-§	Qualitative indicators of gearing.....	154

6.6-§	Types of planetary mechanisms and their kinematic analysis.	
	Synthesis of planetary mechanisms.....	159

CHAPTER 7. CAM MECHANISMS

7.1-§	Classification of cam mechanisms, geometrical and kinematic analysis.....	173
7.2-§	Geometric and kinematic analysis of the simplest cam mechanisms.....	179
7.3-§	Speed plans and gear ratio of cam mechanisms with reciprocating pusher.....	182
7.4-§	Speed plans and gear ratio of cam mechanisms with oscillating pusher.....	184
7.5-§	Angle of pressure and cam gears.....	188
7.6-§	Designing cam mechanisms, determining the minimum cam radius.....	189
7.7-§	The laws of cam follower movement.....	196

CHAPTER 8. PROSPECTS FOR THE USE OF MODERN INNOVATIVE AND PEDAGOGICAL TECHNOLOGIES IN THE EDUCATIONAL PROCESS UNDER THE “TMM” DISCIPLINE

8.1-§	The practical significance of the textbook on the discipline "TMM".....	201
8.2-§	Interactive teaching methods used in the development of an electronic training module.....	203
	Glossary	217
	LITERATURE	235

**RASUL I..... KARIMOV, KAMOLXON ABBASOVICH KARIMOV,
NURILLA N..... BEGIMOV**

MEXANIKA (MQ, MMN, MD)

2-Qism. Mexanizm va mashinalar nazariyasi

Muharrir:

Texnik muharrir:

A. Moydinov

Musahhih:

Kompyuterda

sahifalovchi: