

O‘ZBEKISTON RESPUBLIKASI
OLIY VA O‘RTA MAXSUS TA‘LIM VAZIRLIGI
QARSHI MUHANDISLIK-IQTISODIYOTINSTITUTI

MUHANDIS TEXNIKA FAKULTETI «UMUMTEXNIKA FANLARI» KAFEDRASI



Texnologiya fakultetining – 5320400-«Kimyoviy-texnologiya» ta‘lim yo‘nalishi
talabalari uchun

TEXNIK MEXANIKA FANIDAN
MA‘RUZALAR TO‘PLAMI



QARSHI - 2019 y.

Tuzuvchilar :

QMII “Umumtexnika fanlari ” kafedrası
katta o’qituvchisi D.B.Irgashev
ass. S.U.Mustapaqulov, F.X.Boymuratov

Taqrizchilar: QarMII “Umumtexnika fanlari” kafedrası

mudiri dotsent J.S.Raximov
QarDU dotsenti F.Ochilov

Mazkur ma’ruzalar matni Texnologiya fakultetining 5320400-«Kimyoviy-texnologiya» ta’lim yo’nalishi 2-kurs talabalari uchun tayyorlandi.

Texnik mexanika fanidan ma’ruzalar matni “Umumtexnika fanlari” kafedrası yig’ilishi (bayon № __ . __ 2019 y.) Muhandistexnika fakultetining uslubiy kopmissiyasi bayon № __, “ __ ” _____ 2019 y.) tomonidan ko’rib chiqilib institut uslubiy kengashiga tavsiya etilgan.

Institut uslubiy kengashining (bayon № __, “ __ ” _____ 2019 y.) tomonidan ko’rib chiqilib tasdiqlangan.

NAZARIY MEXANIKA BO'LIMI

1-MA'RUZA.

Kirish. Nazariy mexanikaning rivojlanish tarixi. Statikaning asosiy tushuncha va qoidalari. Statika aksiomalari. Bog'lanishlar va bog'lanish reaksiyalari.

REJA:

1. Kirish. Nazariy mexanikaning rivojlanish tarixi.
 2. Mexanikaning rivojlanishiga O'zbekiston hududida yashagan ulug' mutafakkirlarning qo'shgan hissalar.
 3. Mexanikaning rivojlanishiga o'zbek olimlarining qo'shgan hissalar.
 4. Statikaning asosiy tushuncha va qoidalari.
 5. Statika aksiomalari.
 6. Bog'lanish va bog'lanish reaksiyalari.
- Adabiyotlar: 3, 4, 5, 6, 8, 9, 10, 11, 12.**

Tayanch iboralar: mexanik harakat, klassik mexanika, moddiy nuqta, absolyut qattiq jism, statika, kuch, kuchning jismga ta'sirini xarakterlovchi faktorlar, teng ta'sir etuvchi kuch, ekvivalent kuch, muvozanatlashgan kuch, statika aksiomalari, bog'lanish va bog'lanish reaksiyalari.

1.1. Kirish. Nazariy mexanikaning rivojlanish tarixi.

Hozirgi zamon texnikasi injenerlar oldiga material jismlarning mexanik harakati va mexanik o'zaro ta'sirlarini o'rganish bilan bog'liq juda ko'p masalalarni qo'yadi.

Mexanik harakat deb moddiy jismlarning fazoda vaqtga bog'liq ravishda bir-biriga nisbatan vaziyatini o'zgartirishiga aytiladi. Mexanik o'zaro ta'sir deganda moddiy jismlarning bir-biriga ko'rsatadigan ta'sirida bu jismlar harakatlarining o'zgarishi yoki bo'lmasa ular shakllarining o'zgarishi (deformatsiyalanishi) tushuniladi. Bu ta'sirlarning asosiymiqdoriy o'lchami sifatida kuch deb ataluvchi kattalik qabul qilingan. Tabiatda mexanik harakatlarga misol qilib, osmon jismlarining harakati, Yer qobig'ining tebranishi, havo va dengiz oqimlari, molekulalarning issiqlik harakatlari va boshqalar, texnikada esa, Yer sirti va suvda harakatlanuvchi turli xil transport vositalari va uchuvchi apparatlar, mashina, mexanizm va dvigatellar qismlarining harakatlari, suyuqlik va gazlarning oqimi va boshqa shunga o'xshash harakatlarni ko'rsatish mumkin.

Mexanik o'zaro ta'sirlarga butun olam tortilish qonuni asosida moddiy jismlarning o'zaro tortilishi, suyuqlik va gaz zarralarining bir-biriga o'zaro ta'sirlari va boshqalar misol bo'la oladi. Moddiy jismlarning mexanik harakatlari va o'zaro ta'sirlari haqidagi fanga mexanika deyiladi.. Qarab chiqiladigan mexanikaning muammo doirasi juda keng. Bu fanning rivojlanishi natijasida bir qator yangi fanlar paydo bo'ldi. Bularga nazariy mexanika, elastiklik nazariyasi, plastiklik nazariyasi, gidromexanika, aeromexanika, suyuqlik va gazlar mexanikasi shuningdek amaliy mexanika deb ataluvchi fanning bo'limlari – materiallar qarshiligi, mexanizm va mashinalar nazariyasi, mashina detallari shuningdek juda ko'p injenerlik fanlarini ko'rsatish mumkin.

Mexanikaning asosida klassik mexanika qonunlari (yoki Nyuton qonunlari) yotadi. Klassik mexanikada vaqt va fazo jismlarning harakatiga bog'liq emas deb qaraladi. Shuningdek, jismning massasi uning tezligiga bog'liq bo'lmagan o'zgarmas miqdor deb qaraladi.

Mexanikada abstrakt tushunchalardan keng foydalaniladi. Masalan, jismning deformatsiyalanishini e'tiborga olinmasa ularni absolyut qattiq jism, shakli va o'lchamlari e'tiborga olinmasa, moddiy nuqta deb qaraladi. Jismning barcha xossalari birdaniga e'tiborga olinsa hech qanday mexanik hodisani nazariy va amaliy jihatdan tekshirib bo'lmaydi, shu bilan birga, yechilishi juda oson bo'lgan har qanday masala haddan tashqari murakkablashtirib yuboriladi.

Mechanics is a branch of the physical sciences that is concerned with the state of rest or motion of bodies that are subjected to the action of forces. In general, this subject can be subdivided into three branches: rigid-body mechanics, deformable-body mechanics, and fluid mechanics. In this book we will study rigid-body mechanics since it is a basic requirement for the study of the mechanics of deformable bodies and the mechanics of fluids. Furthermore, rigid-body mechanics is essential for the design and analysis of many types of structural members, mechanical components, or electrical devices encountered in engineering. Rigid-body mechanics

is divided into two areas: statics and dynamics. Statics deals with the equilibrium of bodies, that is, those that are either at rest or move with a constant velocity; whereas dynamics is concerned with the accelerated motion of bodies. We can consider statics as a special case of dynamics, in which the acceleration is zero; however, statics deserves separate treatment in engineering education since many objects are designed with the intention that they remain in equilibrium.

The subject of statics developed very early in history because its principles can be formulated simply from measurements of geometry and force. For example, the writings of Archimedes (287–212 B.C.) deal with the principle of the lever. Studies of the pulley, inclined plane, and wrench are also recorded in ancient writings—at times when the requirements for engineering were limited primarily to building construction. Since the principles of dynamics depend on an accurate measurement of time, this subject developed much later. Galileo Galilei (1564–1642) was one of the first major contributors to this field. His work consisted of experiments using pendulums and falling bodies. The most significant contributions in dynamics, however, were made by Isaac Newton (1642–1727), who is noted for his formulation of the three fundamental laws of motion and the law of universal gravitational attraction. Shortly after these laws were postulated, important techniques for their application were developed by other scientists and engineers, some of whom will be mentioned throughout the text.

Nazariy mexanika fanining injenerlik bilimidagi roli va ahamiyati shundan iboratki, u hozirgi zamon texnikasining juda ko'p sohalarining ilmiy ba'zasi bo'lib hisoblanadi. Shu bilan birga tabiat haqidagi, ya'ni tabiiy fan bo'lgan mexanika qonunlari va usullari bizni o'rab olgan olamni bir qator muhim hodisalarini o'rganish va tushuntirishda muhim rol o'ynaydi.

Mexanika masalalarini qarab chiqishda, uni statika, kinematika va dinamika qismlariga bo'lish qabul qilingan.

Mexanika eng qadimgi fanlardan biri. Bizgacha yetib kelgan mexanikaga doir dastlabki qo'lyozma va ilmiy maqolalar qadimgi Misr va Gretsiya olimlariga taa'luqli. Qadimgi saqlanib qolgan kitoblarda turli xil statika masalalariga doir izlanishlar uchraydi.

Birinchi navbatda qadimgi Gretsiyaning buyuk filosofi Aristotel (384-322 yy. e.i.) asarlarini ko'rsatish mumkin. "Mexanika"^{1*} so'zini ham dastlab Aristotel fanga kiritgan.

Aristotel o'zining asarlarida richag va boshqa oddiy mashinalar muvozanati va harakatiga oid umumiy fikrlarni yozadi. U o'zining nazariy xulosalarini hech qanday tajriba bilan tekshirib ko'rmagan. U jismga ta'sir etuvchi kuchlarni o'zgarmas deb qaragan. Shu bilan birga Aristotel o'z zamonasida aytgan tezliklarini qo'shish haqidagi teorema va havo og'irlikka ega degan fikrlari to'g'ri.

Qadimgi grek olimlaridan yana biri mashhur olim Arximed (287-212 yy. e.i) bo'lib, u birinchi bo'lib mexanika muommolarini o'rganishda matematika usullaridan foydalanadi.

Arximed jismlarning muvozanati va og'irlik markazi, richagning muvozanati haqidagi qonun, qattiq jism statikasining asosiy prinsiplari hamda suyuqliklarning muvozanati haqidagi nazariyaga asos solgan.

1.2. Mexikaning rivojlanishida O'zbekiston hududida yashagan ulug' mutafakkirlarning ilmiy ishlari ham muhim o'rinni egallaydi. Abu Rayxon Beruniy (973-1018), Abu Ali ibn Sino (980-1037), Ulug'bek Muhammad Tarag'ay (1394-1449) kabi mutafakkirlar ana shular jumlasidandir. Beruniy va ibn Sino asarlarida mexanik harakat hamda planetalarning harakati haqida ajoyib fikrlar bayon qilingan.

Ibn Sino jism holatini o'zgarishi harakatni yuzaga keltiradi deb ko'rsatadi, jismlarning fazodagi harakati (mexanik harakat) esa harakatlarning xususiy holdir deb ta'kidlaydi.

Ulug'bek planetalar harakatini katta aniqlikda hisoblagan.

Mexanika Uyg'onish davrida – XV asrning birinchi o'n yilligida Italiyada, keyinchalik boshqa davlatlarda tez rivojlandi.

Mashhur italiyalik rassom, matematik, mexanik va injener Leonardo do Vinchi (1452-1519) mexanizmlar nazariyasini, mashinalardagi ishqalanishlarni, quvurlarda suvning harakatini va qiya tekislikda jismlarning harakatini o'rgangan.

Fanda revolyutsion to'ntarish qilgan polyak olimi N. Koopernik (1473-1543) hisoblanadi. U olam tuzilishining geliotsentrik sistemasini beradi. Bu sistemaga ko'ra markazida Quyosh uning atrofida planetalar, shuningdek Yer ham aylanadi.

* «Mexanika» so'zi grekchadan tarjima qilinganda «inshoot», «mashina» degan ma'nolarni bildiradi.

Dinamikaga fan sifatida italiyalik olim Galileo Galiley (1564-1642) asos solgan. U inersiya qonunini kashf etib jismning qiya tekislikdagi harakatini o'rgangan, jismlarining erkin tushish qonunini kashf qilgan.

Mexanikaning asosiy qonunlarini mashhur ingliz matematigi va mexanigi Isaak Nyuton (1643-1727) kashf qilgan. 1687 yilda bosilib chiqqan «Natural falsafaning matematik printsiplari» degan kitobida I. Nyuton klassik mexanika qonunlarini to'liq sistemasini beradi.

Nyuton mexanikaning ikkita asosiy qonunlarini: ta'sir va aks ta'sir qonuni va butun olam tortishish qonunini kashf etdi.

XVIII asrga kelib, tez sur'atlar bilan mexanikaning analitik usuli, ya'ni differensial va integral hisoblash usullari rivojlana boshlaydi.

Nuqta va qattiq jism dinamikasi masalalarini avval differensial tenglamalarini tuzib keyin ularni integrallash yo'li bilan yechish usullarini buyuk matematik va mexanik L. Eyler (1707-1783) tomonidan ishlab chiqildi.

1743 yilda fransuz olimi J. Dalamber (1717-1783) bog'lanishdagi mexanik sistemalariga ta'luqli masalalarni Dalamber prinsipi deb ataluvchi prinsip asosida yechish usulini berdi.

Fransuz olimi J. L. Lagranj (1736-1813) o'zining "Analitik mexanika" (1788) nomli asarida mexanika masalalarini mumkin bo'lgan ko'chish prinsipini qo'llash yordamida yechish usulini beradi.

XIX asrga kelib, mashinasozlik tez sur'atlar bilan rivojlana boshlaydi. Natijada kinematika mexanikadan alohida bo'lim bo'lib ajralib chiqadi. Hozirgi paytda mashina va mexanizmlarning harakatlarini o'rganishda kinematika asosiy o'rinni egallaydi.

Mexanika fanini rivojlanishiga katta hissa qo'shgan rus olimlaridan materiya va harakatning chambarchas bog'liqligini aniqlagan M. V. Lomonosov (1711-1765), analitik mexanika sohasida ilmiy ishlari bilan shuhrat qozongan M. V. Ostrogradskiy (1801-1862), mashina va mexanizmlar nazariyasiga asos solgan P. L. Chebishev (1821-1891), raketa nazariyasi va suyuq yoqilg'i bilan ishlaydigan raketa dvigateli nazariyasiga asos solgan K.E. Tsialkovskiy (1857-1935), o'zgaruvchan massali jismlarning harakatini o'rgangan I. V. Meshcherskiy (1859-1935), Yerning sun'iy yo'ldoshlarini yaratgan va uchirgan S.P. Korolyov (1906-1966), aerogidrodinamika, tebranishlar nazariyasi va kosmonavtika sohalarida tadqiqotlar qilgan M. V. Keldish (1911-1978) larning ishlari muhim ahamiyatiga ega.

1.3. Mexanika fanining rivojlanishiga o'zbek olimlaridan: iplar mexanikasi va inshootlarning seysmik mustahkamligi nazariyasiga oid qator ilmiy ishlarining muallifi M. T. O'rozboev (1906-1971), inshootlar zaminini hisoblashda va ularni loyihalashda, kema zirhi mustahkamligini aniqlashda qo'llaniladigan "Raxmatulin to'lqinlari" nomini olgan to'lqinlar nazariyasini kashf qilgan X. A. Raxmatulin (1900-1988), tutash muhitlar mexanikasi masalalarini algoritmash, avtomatik boshqarish sistemalarini yaratish sohasida ilmiy ishlar qilgan V.K. Qobulov (1921 yilda tug'ilgan) larning ulkan hissalar muhim ahamiyatga ega.

1.4. Statikaning asosiy tushuncha va qoidalari.

Kuchlar haqida umumiy bilim beruvchi, kuchlar ta'siridagi jismlarning muvozanatini o'rganuvchi mexanikaning bir bo'limiga statika deyiladi.

Jismlarning muvozanati deganda ularning boshqa jismlarga, masalan Yerga nisbatan tinch holati tushuniladi.

Tabiatda uchraydigan barcha qattiq jismlar, tashqi ta'sir natijasida katta yoki kichik miqdorda o'z formasini o'zgartiradi (deformatsiyalanadi). Deformatsiya kattaligi jismlarning materiali, ularning geometrik formasi va o'lchamiga hamda ta'sir etuvchi kuchning kattaligiga bog'liq. Turli xil inshoot va konstruksiyalar mustahkamligini ta'minlash uchun ularning materiali va o'lchamlari shunday tanlanadiki, tashqi ta'sirdan hosil bo'ladigan deformatsiya juda ham kichik bo'lsin. Shu sababli qattiq jismlarning muvozanat shartlarini o'rganishda ularning juda kichik deformatsiyalarini e'tiborga olmasa ham bo'ladi, ya'ni ularni absolyut qattiq jism deb qaraladi. Absolyut qattiq jism deb shunday qattiq jisimga aytiladiki, uning istalgan ikki nuqtasi orasidagi masofa doimo o'zgarishsiz qoladi. Bundan keyin statika masalalarini yechishda barcha jismlarni absolyut qattiq jism deb qaraladi yoki qisqa qilib qattiq jism deb ataladi.

Mexanikaning asosiy tushunchalaridan yana biri moddiy nuqta tushunchasidir. O'lchamlari e'tiborga olinmaydigan massasi bir nuqtada to'plangan jisimga moddiy nuqta deyiladi. Har qanday jismni moddiy nuqtalar to'plamidan tashkil topgan deb qarash mumkin.

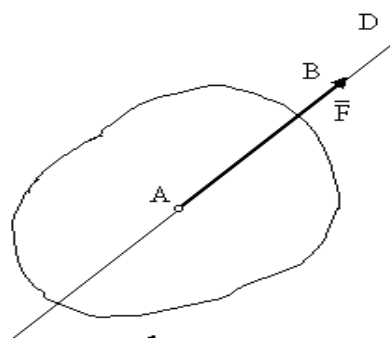
Berilgan jismning muvozanat holati yoki harakati uning boshqa jismlar bilan mexanik o'zaro ta'sir harakteriga bog'liq bo'ladi.

Moddiy jismlar o'zaro ta'sirining miqdoriy o'lchoviga kuch deyiladi.

Mexanikada o'rganiladigan kattaliklar ikkiga bo'linadi: skalyar va vektor kattaliklar. Faqat miqdorga ega bo'lgan kattaliklarga skalyar kattaliklar deyiladi. Miqdordan tashqari fazodagi yo'nalishi bilan ham harakterlanadigan kattaliklarga vektor kattaliklar deyiladi.

Skalyar kattaliklarga masofa, massa, vaqtni, vektor kattaliklarga esa tezlik, tezlanish va h.k.z. larni misol qilib ko'rsatish mumkin. Kuch-vektor kattalik. Kuchning jismga ko'rsatadigan ta'siri: 1) kuch qo'yilgan nuqta, 2) kuchning yo'nalishi, 3) kuchning miqdori (moduli) bilan xarakterlanadi.

Kuchning moduli kuchni tanlangan o'lchov birligi bilan solishtirish orqali topiladi. Kuchning asosiy o'lchov birligi Halqaro o'lchov birliklar sistemasida (SI) 1 Nyuton (1 N) qabul qilingan. U boshqa o'lchov birliklarda ham o'lchanadi. Masalan, 1 kilonyuton (1 kN=1000 N), 1 kilogramm kuch (1 kg). Kuchdinometr asbobi yordamida o'lchanadi. Kuchlar boshqa vektor kattaliklar kabi ustida chiziqcha chizilgan harf bilan (masalan $\vec{F}$), kuch moduli esa $|\vec{F}|$ belgi yoki ustida chizig'i bo'lmagan harf F bilan belgilash qabul qilingan. Kuch chizmaga yo'nalishli kesma bilan ifodalanadi (1-rasm).



1- rasm

Kesmaning uzunligi belgilangan masshtabda kuchning modulini, kesmaning yo'nalishi kuchning yo'nalishini ifodalaydi. A nuqta kuchning qo'yilish nuqtasi (boshi), B nuqta kuchning uchi deyiladi. Kuch yo'nalgan CD chiziqqa kuchning ta'sir chizig'i deyiladi.

Agar jismga bir nechta $\vec{F}_1, \vec{F}_2, \dots, \vec{F}_n$ kuchlar ta'sir etsa, bunday kuchlar to'plamiga kuchlar sistemasi deyiladi va $(\vec{F}_1, \vec{F}_2, \dots, \vec{F}_n)$ deb belgilanadi.

Ta'sir etayotgan $(\vec{F}_1, \vec{F}_2, \dots, \vec{F}_n)$ kuchlar sistemasini boshqa biror $(\vec{P}_1, \vec{P}_2, \dots, \vec{P}_n)$ kuchlar sistemasi bilan almashtirilganda jismning muvozanat holati o'zgarmasa, bunday kuchlar sistemasiga ekvivalent kuchlar sistemasi deyiladi va quyidagicha yoziladi. $(\vec{F}_1, \vec{F}_2, \dots, \vec{F}_n) \infty (\vec{P}_1, \vec{P}_2, \dots, \vec{P}_n)$.

Agar kuchlar sistemasi bitta kuch bilan almashtirilganda jism holati o'zgarmasa, bu kuch berilgan kuchlar sistemasining teng ta'sir etuvchisi deyiladi va quyidagicha belgilanadi. $(\vec{F}_1, \vec{F}_2, \dots, \vec{F}_n) \infty \vec{R}$.

Kuchlar sistemasi ta'sirida jism muvozanatda (tinch holatda) bo'lsa, bunday kuchlar sistemasiga muvozanatlashuvchi kuchlar sistemasi deyiladi $(\vec{F}_1, \vec{F}_2, \dots, \vec{F}_n) \infty \vec{O}$.

Statika masalalari geometrik shakllar yasash yo'li bilan (geometrik usul) va sonli hisoblash (analitik usul) yordamida yechiladi.

1.5. Statika aksiomalari.

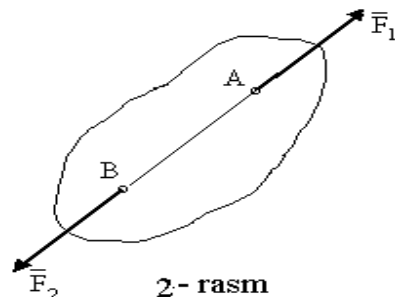
Statika matematik isbotsiz, kundalik tajriba natijasida tasdiqlanadigan bir necha aksiomaga asoslangan.

1-aksioma. Erkin absolyut qattiq jismga qo'yilgan ikkita kuch muvozanatda bo'lishi uchun faqat va faqat, bu kuchlar miqdor jihatidan teng, yo'nalish jihatdan kuchlar qo'yilgan nuqtalardan o'tuvchi to'g'ri chiziq bo'ylab qarama-qarshi tomonga yo'nalgan bo'lishi lozim.

Bunday kuchlar sistemasining teng ta'sir etuvchisi nolga teng bo'ladi. Bunday kuchlar sistemasi muvozanatlashgan sistema yoki nolli sistema deyiladi: $(\vec{F}_1, \vec{F}_2) \infty \vec{O}$ (2-rasm).

2-aksioma. Absolyut qattiq jismga qo'yilgan kuchlar sistemasiga muvozanatlashgan sistema qo'shilsa yoki undan ayrilsa, sistemaning jismga ko'rsatadigan ta'siri o'zgarmaydi.

Natija. Absolyut qattiq jismga qo'yilgan kuchni o'zining ta'sir chizig'i bo'ylab, jismning istalgan nuqtasiga ko'chirilganda, kuchning qattiq jismga ko'rsatadigan ta'siri o'zgarmaydi.

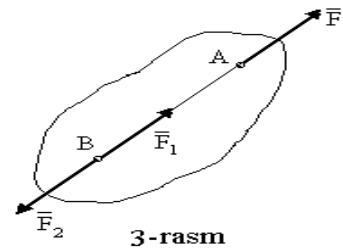


2- rasm

Isboti. Qattiq jismning biror A nuqtasiga $\vec{F}$ kuch qo'yilgan bo'lsin (3-rasm). Bu kuch ta'sir chizig'idan ixtiyoriy B nuqta olamiz. Bu nuqtaga muvozanatlashgan $(\vec{F}_1, \vec{F}_2)$ sistemani keltirib qo'yamiz. Bunda $\vec{F}_1 = \vec{F}$ va $\vec{F}_2 = -\vec{F}$ shart bajarilsin.

Hosil bo'lgan kuchlar sistemasi ta'sirida jismning holati o'zgarmaydi.

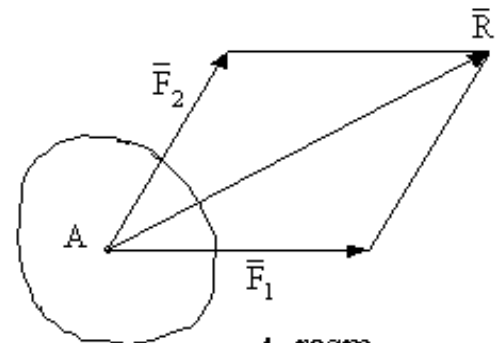
Chunki $(\vec{F}, \vec{F}_2)$ sistema muvozanatlashgan sistemani tashkil etadi. Muvozanatlashgan sistemani tashlab yuboramiz. Natijada jism B nuqtaga qo'yilgan $\vec{F}_1$ kuch ta'sirida qoladi. Shartga ko'ra esa $\vec{F}_1 = \vec{F}$ demak, jismning holati o'zgarmaydi. Absolyut qattiq jismga qo'yilgan kuch sirpanuvchi vektorni ifodalaydi.



3-rasm

3-aksioma (parallelogramm aksiomasi). Jismning biror nuqtasiga qo'yilgan ikkita kuchning teng ta'sir etuvchisi, shu kuchlarga qurilgan parallelogrammning kuchlar qo'yilgan nuqtasidan o'tuvchi diagonaliga teng.

$\vec{F}_1, \vec{F}_2$ vektorlar asosida qurilgan parallelogrammning diagonaliga teng $\vec{R}$ vektor $\vec{F}_1, \vec{F}_2$ vektorlarning geometrik yig'indisiga teng bo'ladi (4-rasm). Kuchlarning teng ta'sir etuvchisi bilan kuchlarning geometrik yig'indisi alohida-alohida tushunchalar bo'lib hisoblanadi. Ularni bir-biri bilan almashtirib yubormaslik kerak. Kuchlar teng ta'sir etuvchiga ega bo'lmasligi mumkin, lekin geometrik yig'indiga ega bo'ladi.



4-rasm

Multiplication and Division of a Vector by a Scalar. If a vector is multiplied by a positive scalar, its magnitude is increased by that amount. Multiplying by a negative scalar will also change the directional sense of the vector. Graphic examples of these operations are shown in Fig. 2–2.

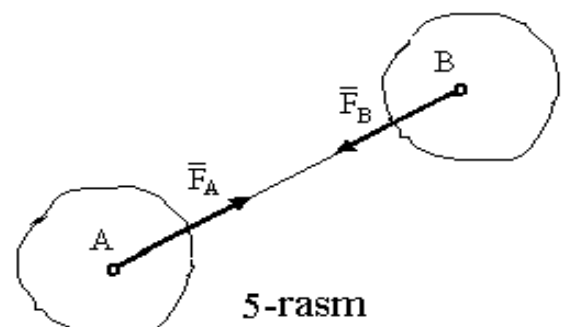
Vector Addition. When adding two vectors together it is important to account for both their magnitudes and their directions. To do this we must use the parallelogram law of addition. To illustrate, the two component vectors A and B in Fig. 2–3a are added to form a resultant vector $R = A + B$ using the following procedure:

- First join the tails of the components at a point to make them concurrent, Fig. 2–3b.
- From the head of B , draw a line parallel to A . Draw another line from the head of A that is parallel to B . These two lines intersect at point P to form the adjacent sides of a parallelogram.
- The diagonal of this parallelogram that extends to P forms R , which then represents the resultant vector $R = A + B$, Fig. 2–3c.

We can also add B to A , Fig. 2–4a, using the triangle rule, which is a special case of the parallelogram law, whereby vector B is added to vector A in a “head-to-tail” fashion, i.e., by connecting the head of A to the tail of B , Fig. 2–4b. The resultant R extends from the tail of A to the head of B . In a similar manner, R can also be obtained by adding A to B , Fig. 2–4c. By comparison, it is seen that vector addition is commutative; in other words, the vectors can be added in either order, i.e., $R = A + B = B + A$.

4-aksioma (Nyutonning uchinchi qonuni). Har qanday muvozanatdagi ikkita jism bir – biri bilan miqdor jihatidan teng bir to'g'ri chiziq bo'ylab qarama-qarshi tomonga yo'nalgan kuchlar bilan o'zaro ta'sir etadi.

Bu qonun mexanikaning asosiy qonunlaridan biri bo'lib hisoblanadi. A jism B jismga qandaydir $\vec{F}_A$ kuch bilan ta'sir etsa, B jism ham A jismga shu kuchga miqdor jihatdan teng, bir to'g'ri chiziq bo'ylab qarama – qarshi yo'nalgan $\vec{F}_A = -\vec{F}_B$ kuch bilan ta'sir etadi (5-rasm). Shuni e'tirof etish



5-rasm

kerakki, $\vec{F}_A, \vec{F}_B$ kuchlar turli jismlarga qo'yilgan bo'lganligi uchun ular muvozanatlashgan kuchlar sistemasini tashkil etmaydi.

5-aksioma. Kuchlar sistemasi ta'siridagi deformatsiyalanadigan jism muvozanat holatida absolyut qattiq jismga aylansa, uning muvozanati o'zgarmaydi.

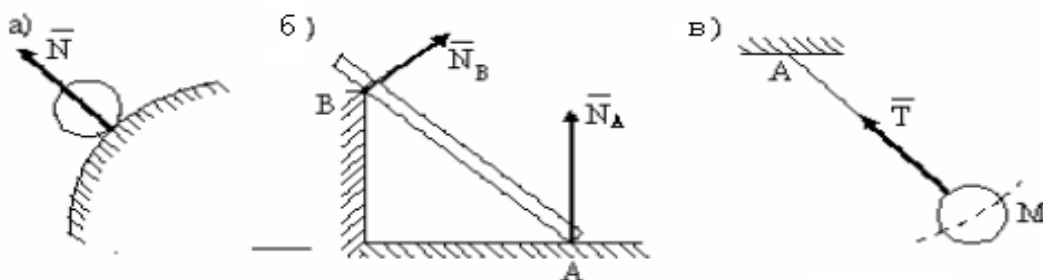
Bu qonun jismlarning qotish prinsipi deyiladi. Zanjirning zvenolari bir-biriga payvandlanganda, uning muvozanati buzilmaydi. Chunki muvozanatda bo'lgan jism qotishdan oldin va qotgandan keyin ham bir xil kuchlar sistemasi ta'sirida bo'ladi.

1.6. Bog'lanish va bog'lanish reaksiyalari.

Tabiatdagi barcha jismlarni ikkiga ajratish mumkin: 1) erkin, 2) bog'langan jismlar. Jism fazoda istalgan tomonga harakatlana olsa, bunday jism erkin jism deyiladi. Masalan, fazodagi havo shari. Jismning harakati biror sabab bilan cheklangan bo'lsa, bu jism bog'langan jism deyiladi. Jismning harakat yo'nalishiga qo'yilgan barcha jismlar (to'siqlar) bog'lanishlar deyiladi.

Bog'langan jismlarga misol qilib, stol ustiga qo'yilgan yuk, shipga osilgan qandil va boshqalarni misol keltirishimiz mumkin. Yuk uchun bog'lanish stol, qandil uchun bog'lanish zanjir hisoblanadi.

Bog'lanishning jismga ko'rsatadigan ta'siriga bog'lanish reaksiya kuchi yoki qisqacha



6-rasm

bog'lanish reaksiyasi deyiladi. Bog'lanishdagi jismlarning harakati qaysi yo'nalishda cheklangan bo'lsa, bog'lanish reaksiya kuchi shu yo'nalishga teskari yo'налgan bo'ladi.

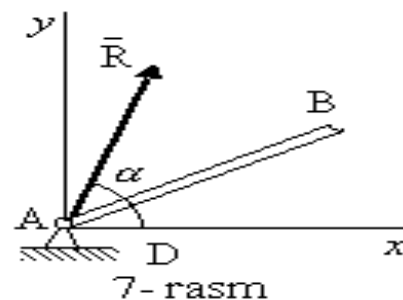
Mexanika masalalarini yechishda, bog'lanish reaksiya kuchlarining yo'nalishlarini to'g'ri aniqlash juda muhim rol o'ynaydi. Bog'lanishlarning asosiy turlari bilan tanishamiz.

1. Silliq sirt yoki tayanch. Ishqalanish e'tiborga olinmaydigan sirtga silliq sirt deyiladi.

Sirt bilan jism orasida ishqalanish bo'lmaganda jism sirt bilan biror nuqtada tayanib turgan bo'lsa, silliq sirt jismni sirtga shu nuqtasiga o'tkazilgan normal bo'yicha harakatini cheklaydi. Shu sababli silliq sirtning reaksiya kuchi $\vec{N}$ sirtga o'tkazilgan normal bo'yicha yo'налgan bo'ladi (6-rasm, a). To'sin A nuqtada polga, B nuqtada vertikal devorga tayangan bo'lsa (6-rasm, b), polning $\vec{N}_A$ va vertikal devorning $\vec{N}_B$ reaksiya kuchlari A va B nuqtalarga o'tkazilgan perpendikulyar bo'yicha yo'naladi.

2. Arqon, ip. M shar egiluvchan, cho'zilmaydigan ip yordamida biror A nuqtaga osib qo'yilgan bo'lsa, u holda ipning bog'lanish reaksiya kuchi $\vec{R}$ ip bo'ylab osilish nuqtasi tomonga yo'налgan bo'ladi (6-rasm, b).

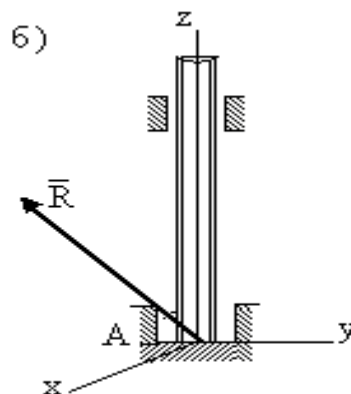
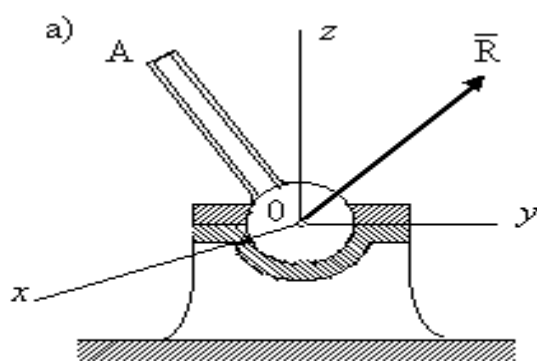
3. Tsilindrik sharnirli bog'lanishlar. Umumiy o'q yoki nuqta atrofida aylana oladigan ikkita jism orasidagi bog'lanishga sharnirdeyiladi. AB jism shunday sharnir yordamida qo'zg'almas D tayanchga mahkamlangan bo'lsin (7-rasm). U holda jismning A uchi sharnir o'qiga perpendikulyar biron – bir yo'nalishda siljiy



7-rasm

olmaydi. Demak, silindrik sharnirning $\bar{R}$ reaksiya kuchi sharnir o'qiga perpendikulyar tekislikda istalgan yo'nalishga ega bo'lishi mumkin. Masala yechishda $\bar{R}$ reaksiya kuchini aylanish o'qiga perpendikulyar tekislikda yotuvchi x va y o'qlarga parallel yo'nalgan tashkil etuvchilarga ajratib, jismning muvozanat shartidan topiladi.

4. Sferik sharnir va tovon tegi (podpyatnik). AO sterjen O nuqtada sferik sharnir vositasida berkitilgan bo'lsa, bu sterjen O nuqtadan o'tuvchi har qanday o'q atrofida faqat aylana oladi (8-rasm, a).

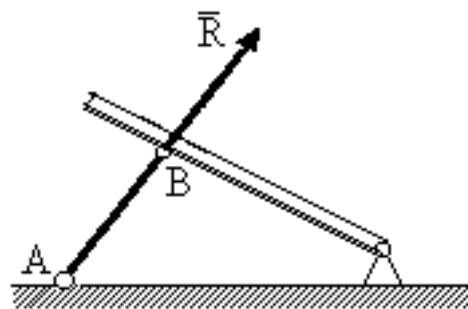


8- rasm

Sferik sharnirning $\bar{R}$ reaksiya kuchi O nuqtadan o'tadi, lekin qaysi tomonga yo'nalishini oldindan aytib bo'lmaydi. Sferik sharnirning reaksiya kuchini tanlab olingan koordinata o'qlariga parallel yo'nalgan tashkil etuvchilarga ajratib, ularni jismning muvozanat shartlaridan aniqlanadi. To'g'on tegining $\bar{R}$ bog'lanish reaksiya kuchi ham fazoda istalgan tomonga yo'nalgan bo'lishi mumkin (8-rasm, b).

5. Vaznsiz sterjen vositasidagi sharnirli bog'lanish. O'z og'irligi hisobga olinmaydigan, uchlaridan boshqa nuqtalariga hech qanday kuch qo'yilmagan sterjenlarga vaznsiz sterjenlar deyiladi. Jism uchlari sharnirli biriktirilgan ingichka sterjenlar vositasida mahkamlangan bo'lsin (9-rasm).

U holda sterjenning A va B nuqtalariga qo'yilgan ikkita kuch ta'sir qiladi; muvozanatda bo'lganda bu kuchlar bir to'g'ri chiziq bo'ylab, ya'ni AB bo'ylab yo'naladi. Ta'sir va aks ta'sir qonuniga ko'ra sterjen ham jismga AB bo'ylab yo'nalgan kuch bilan ta'sir qiladi. Demak, reaksiya kuchi sterjen o'qi bo'ylab yo'nalgan bo'ladi.



9- rasm

NAZORAT SAVOLLARI:

1. Nazariy mexanika fani nimani o'rgatadi?
2. Mexanik harakat deb nimaga aytiladi?
3. «Mexanika» so'zi kim tomonidan fanga kiritilgan?
4. «Mexanika» so'zi qanday ma'noni bildiradi?
5. Nazariy mexanika fanininng rivojlanishiga ulkan hissa qo'shgan qanday olimlarni bilasiz?
6. Mexanikaning rivojlanishiga hissa qo'shgan O'zbekiston hududida yashagan sharq olimlaridan kimlarni bilasiz?
7. Mexanikaning rivojlanishiga hissa qo'shgan qaysi o'zbek olimlarini bilasiz?
8. Nazariy mexanika necha qismga bo'lib o'rganiladi?
9. Moddiy nuqta deb nimaga aytiladi?
10. Absolyut qattiq jism deb nimaga aytiladi?
11. Kuch deb nimaga aytiladi?

12. Statika deb nimaga aytiladi?
13. Kuchning jismga ta'siri qanday faktorlar bilan aniqlanadi?
14. Erkin jism deb qanday jismga aytiladi?
15. Bog'langan jism deb qanday jismga aytiladi?

2-MA'RUZA

KESISHUVCHI KUHLARNI GEOMETRIK USULDA QO'SHISH. KUHLNING O'QDAGI VA TEKISLIKDAGI PROEKSIIYASI. KUHLNING ANALITIK USULDA BERILISHI. KUHLARNI ANALITIK USULDA QO'SHISH.

REJA:

1. Kesishuvchi kuchlarni geometrik usulda qo'shish.
2. Kuchning o'qdagi va tekislikdagi proeksiyasi.
3. Kuchni analitik usulda berilishi.
4. Kuchlarni analitik usulda qo'shish.
5. Uch kuchning muvozanati haqidagi teorema.
6. Kesishuvchi kuchlar sistemasining muvozanat shartlari.

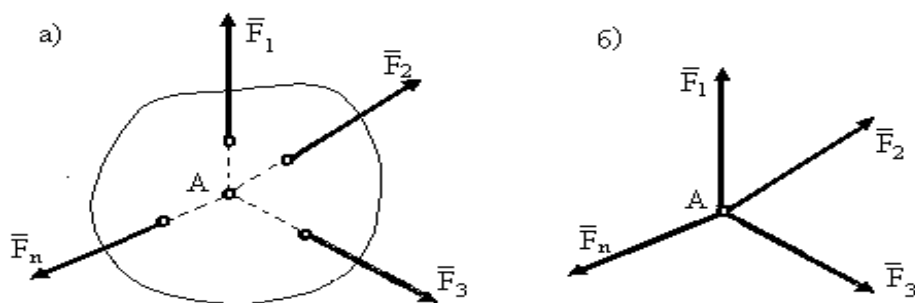
Adabiyotlar: 1, 2, 4, 6, 8, 9, 10.

Tayanch iboralar: kesishuvchi kuchlar sistemasi, kuchlar uchburchagi, kuchlar parallelogrammi, kuchning o'qdagi proeksiyasi, kuchning tekislikdagi proeksiyasi, kuchning analitik usulda berish, kuchni analitik usulda qo'shish uch kuch, kesishuvchi kuchlar sistemasi muvozanatning geometrik sharti, kesishuvchi kuchlar sistemasi, muvozanatining analitik sharti.

1. Kesishuvchi kuchlarni geometrik usulda qo'shish.

Ta'sir chiziqlari bir nuqtada kesishadigan kuchlar sistemasiga kesishuvchi kuchlar sistemasi deyiladi.

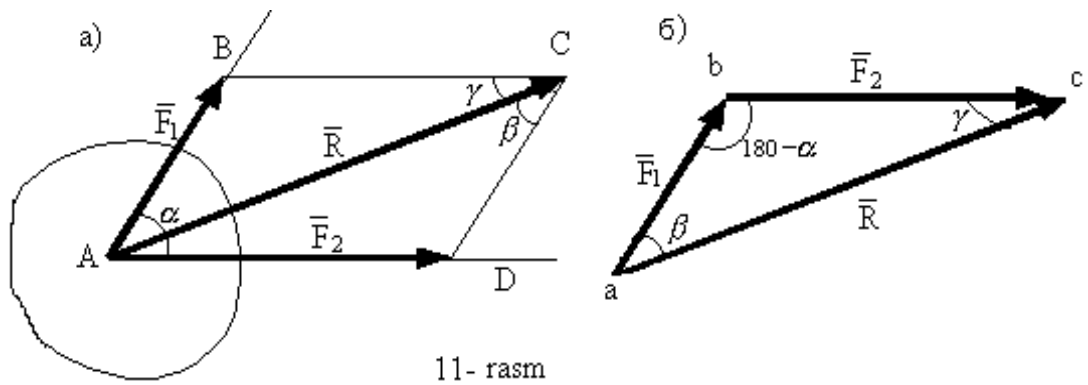
Kuchlarni ularning ta'sir chiziqlari bo'ylab ko'chirish mumkin bo'lganligi tufayli, (



10- rasm

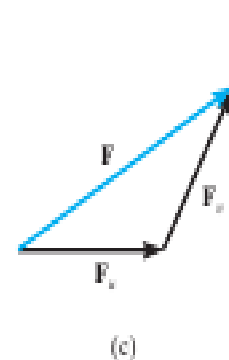
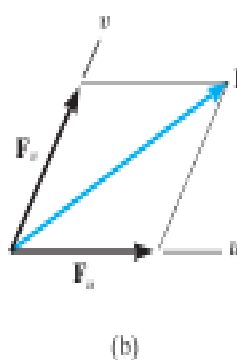
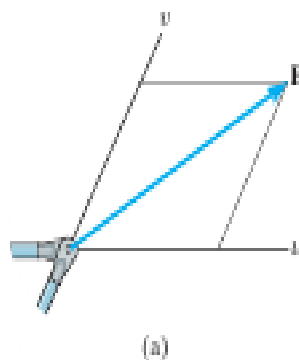
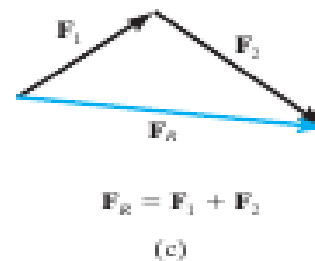
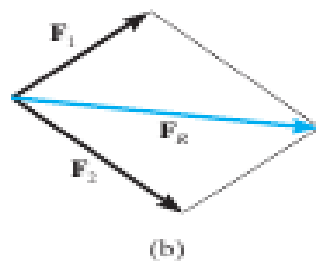
$\vec{F}_1, \vec{F}_2, \dots, \vec{F}_n$) kesishuvchi kuchlar sistemasi (10-rasm, a) kuchlarning ta'sir chiziqlari kesishgan A nuqtaga qo'yilgan kuchlar sistemasiga ekvivalent bo'ladi (10-rasm, b).

Mexanikaning juda ko'p masalalarini yechish vektorlarni qo'shish, xususan kuchlarni qo'shish usullariga bog'liq. Kuchlar sistemasining geometrik yig'indisiga teng bo'lgan kattalikni, bundan keyin berilgan kuchlar sistemasining bosh vektori deb ataymiz.



Ikkita kuchni qo'shish. Ikkita kuchlarning geometrik yig'indisi $\vec{R}$, parallelogram qoidasi (11-rasm, a) yoki kuchlar uchburchagini qurish usuli bilan topiladi (11-rasm, b).

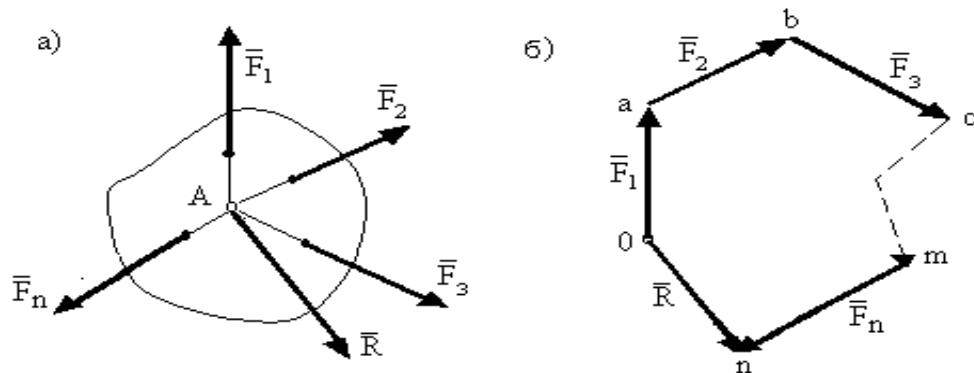
The two component forces F_1 and F_2 acting on the pin in Fig. 2-7a can be added together to form the resultant force $F_R = F_1 + F_2$, as shown in Fig. 2-7b. From this construction, or using the triangle rule, Fig. 2-7c, we can apply the law of cosines or the law of sines to the triangle in order to obtain the magnitude of the resultant force and its direction



Kuchlar uchburchagini qurish uchun ixtiyoriy a nuqtaga kuchlardan birini ifodalovchi vektorni qo'yish lozim. Bu vektorning uchiga ikkinchi kuchni ifodalovchi vektor keltirib qo'yiladi. Birinchi vektorning boshi bilan ikkinchi vektorning uchini tutashtirib, $\bar{R}$ ni ifodalovchi vektorni hosil qilamiz. Agar kuchlar orasidagi burchak α bo'lsa, $\bar{R}$ kuchning moduli kosinuslar teoremasidan topiladi: $R = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1 \cdot F_2 \cos \alpha}$ (1) bu yerda $\cos(180^\circ - \alpha) = -\cos \alpha$. Qo'shiluvchi vektorlar bilan $\bar{R}$ orasidagi α, β va φ burchaklar sinuslar teoremasidan topiladi:

$$\frac{F_1}{\sin \gamma} = \frac{F_2}{\sin \beta} = \frac{R}{\sin \alpha} \quad (2) \quad \text{Bu yerda } \sin(180 - \alpha) = \sin \alpha.$$

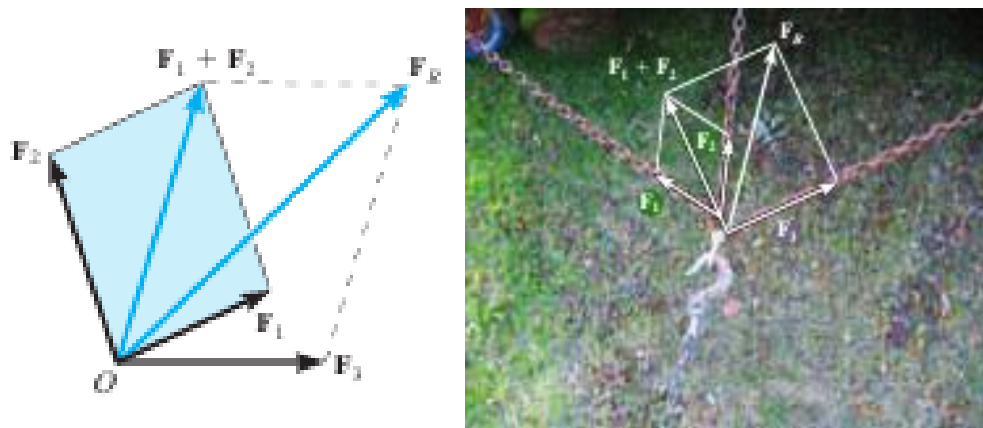
Kuchlar sistemasini qo'shish. Istalgan kuchlar sistemasining geometrik yig'indisi (bosh



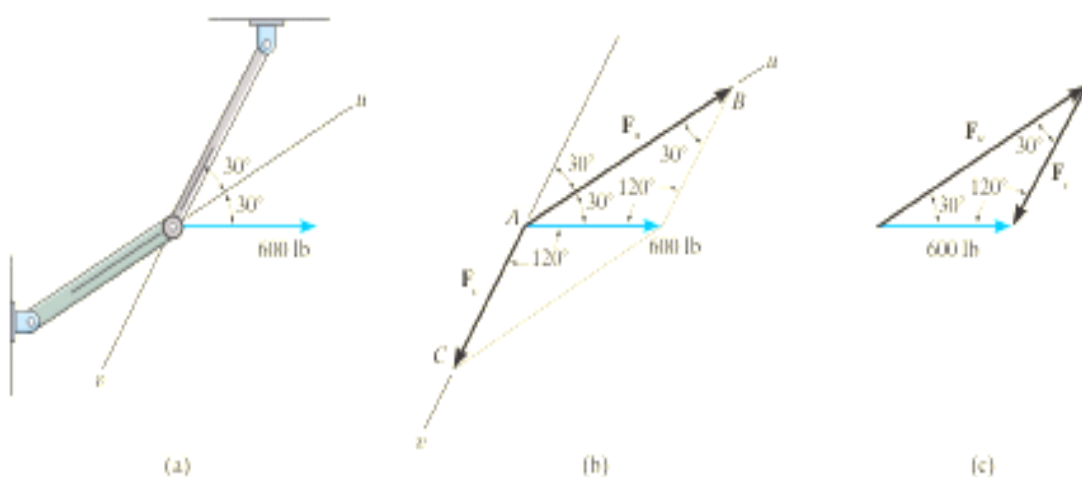
12- rasm

vektori) parallelogram qoidasi asosida kuchlarni ketma-ket qo'shib, yoki bo'lmasa kuchlar ko'pburchagi qurib topiladi. Kuchlar ko'pburchagini qurish usuli bir muncha oson va qo'lay hisoblanadi. Bu usul bilan $(\bar{F}_1, \bar{F}_2, \dots, \bar{F}_n)$ kuchlar sistemasining (12-rasm, a) bosh vektorini topish uchun ixtiyoriy O nuqta tanlab, bu nuqtaga $\bar{F}_1$ kuchni yo'nalishi bo'yicha keltirib qo'yamiz. $\bar{F}_1$ kuchining uchiga, $\bar{F}_2$ kuchni, $\bar{F}_2$ kuchni uchiga $\bar{F}_3$ kuchni keltirib qo'yamiz va hokazo. $\bar{F}_1$ kuchning boshi bilan $\bar{F}_n$ kuchning uchini tutashtirib, kuchlar sistemasining geometric yig'indisi $\bar{R}$ vektorini hosil qilamiz (12-rasm, b).

If more than two forces are to be added, successive applications of the parallelogram law can be carried out in order to obtain the resultant force. For example, if three forces F_1, F_2, F_3 act at a point O, Fig. 2-9, the resultant of any two of the forces is found, say, $F_1 + F_2$ —and then this resultant is added to the third force, yielding the resultant of all three forces; i.e., $F_R = (F_1 + F_2) + F_3$. Using the parallelogram law to add more than two forces, as shown here, often requires extensive geometric and trigonometric calculation to determine the numerical values for the magnitude and direction of the resultant. Instead, problems of this type are easily solved by using the “rectangular-component method,” which is explained in Sec.

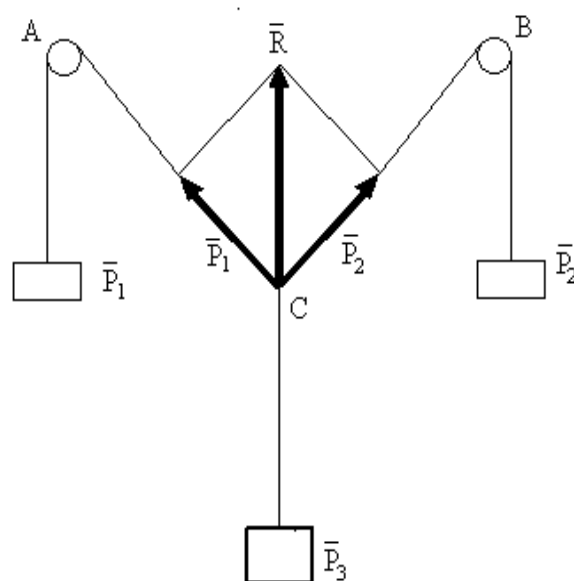


$$\bar{R} = \bar{F}_1 + \bar{F}_2 + \dots + \bar{F}_n, \text{ yoki } \bar{R} = \sum \bar{F}_k \quad (3)$$



Kesishuvchi kuchlar sistemasining teng ta'sir etuvchisi kuchlarning geometrik yig'indisiga teng va shu kuchlar ta'sir chiziqlarining kesishgan nuqtasiga qo'yilgan bo'ladi.

1-masala. Uchta ip tugundabog'langan (13-rasm).



13- rasm

Ulardan ikkitasi A va B bloklar orqali o'tkazilib uchlariga $P_1 = 3H$ va $P_2 = 5H$ yuklar osilgan.

Uchinchiipninguchigaesaog'irligi P_3 bo'lganyukosilgan,
Agarsistemamuvozanatdabo'lsa P_3 yukningog'irligitopilsin.

bunda $\angle ACB = 60^\circ$

Yechish. Stugundauchtakuchta'sirqiladi: CAyo'nalishbo'yicha $\vec{P}_1$ kuch, CByo'nalishbo'yicha $\vec{P}_2$,
kuchvavertikalpastgayo'nalgan $\vec{P}_3$ kuch.

$\vec{P}_1$ va $\vec{P}_2$ kuchlarniqo'shish

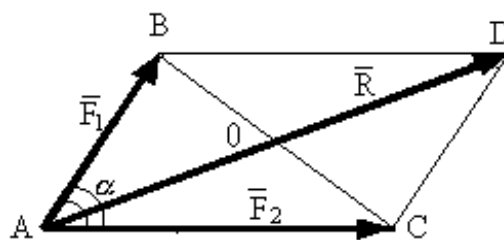
bularningtengta'siretuvchisiRkuch $\vec{R}$ (1) formulabo'yichaaniqlanadi.

$$R = \sqrt{P_1^2 + P_2^2 + 2P_1P_2\cos 60^\circ} = \sqrt{3^2 + 5^2 + 2 \cdot 3 \cdot 5 \cdot 0,5} = \sqrt{9 + 25 + 15} = \sqrt{49} = 7 \text{ N}$$

$\vec{R}$ kuch $\vec{P}_3$ kuchbilanmuvozanatlashganiuchun

$$P_3 = R = 7 \text{ N}$$

2-masala. Kattaligio'zarotengva α



14- rasm

burchakhosilqilganikkita kuchningtengta'siretuvchisitopilsin.

Yechish. Shartgako'rakattaligi (moduli) tengbo'lganiuchun ($F_1 = F_2 = F$)
bukuchlarasosidaqurilganparallelogramABDCrombdaniborat.

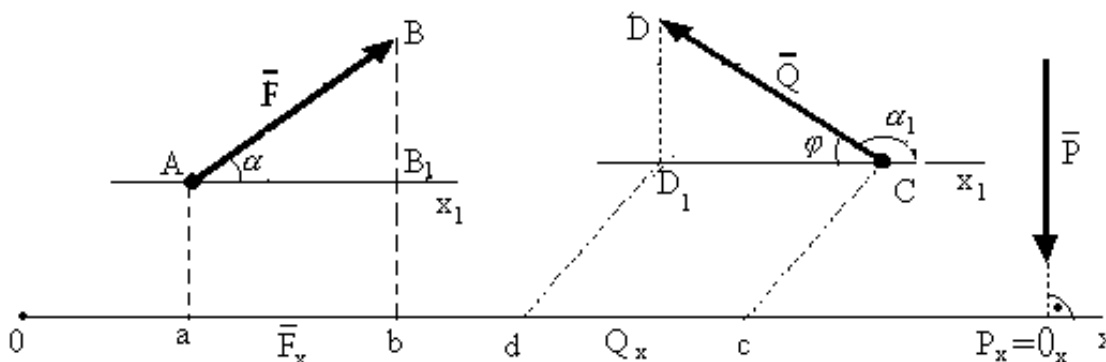
Rombningdiagonaliburchaknitengikkigabo'ladi. RombningikkinchidiagonaliBcnio'tkazamiz.

Hosilbo'lganto'g'riburchakliAOCuchburchakdan $OA = AC \cos \frac{\alpha}{2}$ ekanliginianiqlaymiz:

$$\text{buyarda } OA = \frac{1}{2} AD = \frac{R}{2} \text{ va } AC = F \text{ emak, } \frac{R}{2} = F \cos \frac{\alpha}{2}, \text{ bunda } R = 2F \cos \frac{\alpha}{2}$$

2. Kuchningo'qdagivatekislikdagiproektsiyasi.

Statikamasalalariniyechishnialitik (hisoblash) usuligao'tamiz.
Buusulkuchningo'qdagiproektsiyasitushunchasigaasoslanadi. Kuchningo'qdagipreksiyasideb,
kuchmodulinikuchbilano'qiningmusbatyo'nalishibilantashkilqilganburchakkosinusigabo'lganko'
paytmagatengalgebraikkattalikkaaytiladi.



15 -rasm

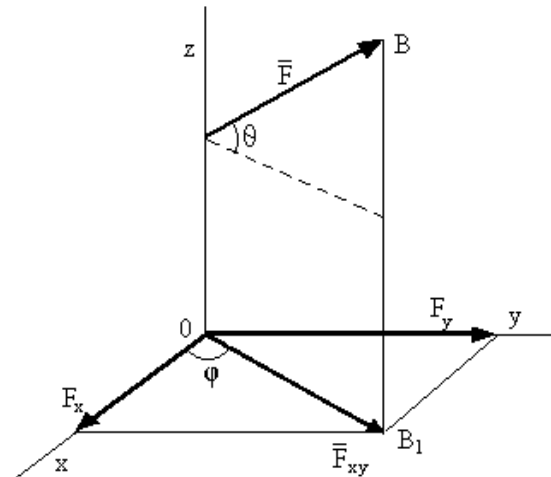
Agarkuchbilano'qningmusbatyo'nalishiorasidagiburchako'tkirbo'lsa, proeksiyamusbat,
agaro'tmasburchakbo'lsa, proeksiyamanfiyishoradabo'ladi. Kucho'qqaperpendikulyarbo'lsa,
kuchningo'qdagiproektsiyasinolgateng.

Fkuchningo'qdagiproeksiyasini F_x bilan belgilaymiz. U holda
 rasmgako'raquyidagini yozamiz. $F_x = AB_1 = ae$, $Q_x = -CD_1 = -cd$

15-

$$15\text{-rasmdank o'rinadiki } F_x = F \cos \alpha, \quad Q_x = -Q \cos \varphi = Q \cos \alpha_1, \quad P_x = 0 \quad (4)$$

$\vec{F}$ kuchning Oxy tekislikdagi proeksiyasideb, $\vec{F}$
 kuchning boshivauchiningshutekislikdagi proeksiyalarini tutashtiruvchi yo'nalishli $\vec{F}_{xy} = \vec{OB}_1$,



kesmaga aytiladi

16- rasm

(16-rasm). $\vec{F}$ kuchning tekislikdagi proeksiyasio'qdagi proeksiyasidan farqqiladi.
 Kuchning tekislikdagi proeksiyasivektorkattalik bo'lib,

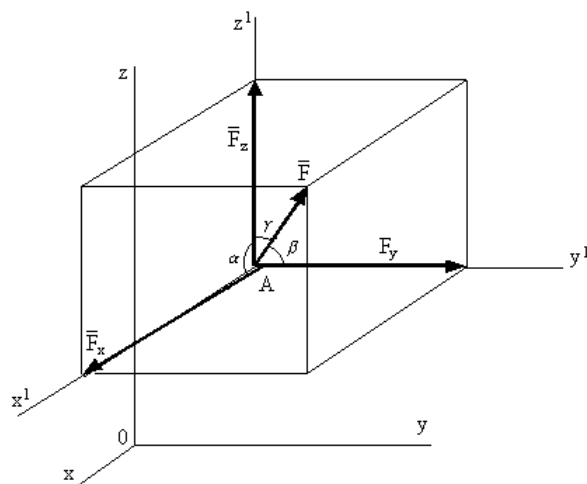
umiqdorga egabo'lishdantashqariyo'nalishgahamega. $\vec{F}$
 kuchning tekislikdagi proeksiyasining moduli. $F_{xy} = F \cos \theta$ buyerda θ - $\vec{F}$
 kuchbilano'qning tekislikdagi proeksiyasiorasidagiburchak.

Ko'pginahollardakuchningo'qdagi proeksiyasini topish uchun avvaluning tekislikdagi proeksiyasini
 niqlab, keyin kuchning tekislikdagi proeksiyasini shutekislikdayotgano'qlargaproeksiyalash kerak.
 16-rasmgako'raquyidagilarni hosil qilamiz.

$$F_x = F_{xy} \cos \varphi = F \cos \theta \cos \varphi, \quad F_y = F_{xy} \sin \varphi = F \cos \theta \sin \varphi \quad (5)$$

3. Kuchni analitik usulda aniqlash.

Kuchni analitik usulda aniqlash uchun,
 avvalokuchning fazodagi yo'nalishini aniqlash maqsadida Oxyz koordinatalar sistemasini tanlash lozim.



Agar F kuchning modulivakoorinata o'qlaribilantashkilqilgan α, β va γ burchaklar ma'lum bo'lsa, $\vec{F}$ kuchni ifodalovchi vektorni yasash mumkin (17-rasm).

Mexanika masalalarini yechishda, kuchni uning koordinata o'qlaridagi F_x, F_y, F_z , proeksiyalar orqali aniqlash qulayroqdir. Kuchning o'qdagiproeksiyalar berilgan bo'lsa, kuchning modulivakuchni o'qlaribilantashkilqilgan burchaklari quyidagi formulalar orqali aniqlanadi.

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2 + F_z^2} \quad (6) \quad \sin \alpha = \frac{F_x}{F}, \quad \sin \beta = \frac{F_y}{F}, \quad \sin \gamma = \frac{F_z}{F}$$

4. Kuchlarni analitik usulda qo'shish.

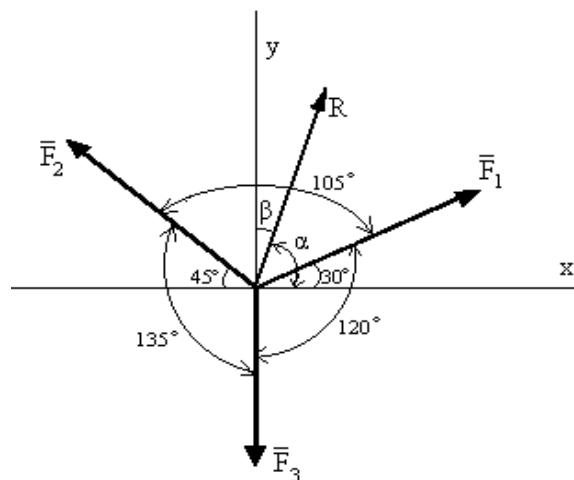
Kuchlarni analitik usulda qo'shish uchun quyidagi teoremani ko'rib chiqamiz.

Teorema: Teng ta'sir etuvchining biror o'qdagi proeksiyasi, qo'shiluvchi kuchlarning shu o'qdagi proeksiyalarining algebraik yig'indisiga teng. Bu teorema ko'ra $\vec{F}_1, \vec{F}_2, \dots, \vec{F}_n$, kuchlarning geometrik yig'indisi $\vec{R}$ bo'lsa, y holda $\vec{R} = \sum \vec{F}_k$ yoki $R_x = \sum F_{kx}, R_y = \sum F_{ky}, R_z = \sum F_{kz}$ (7)

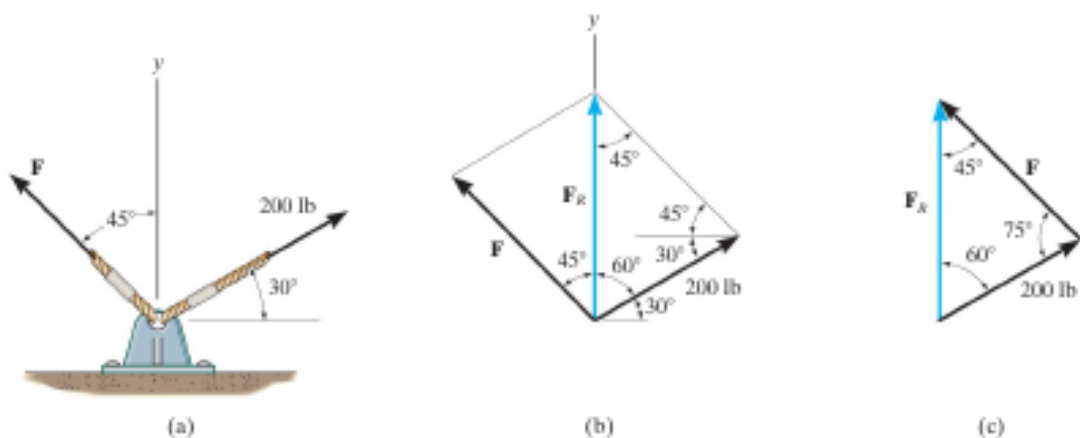
R_x, R_y, R_z , larni bilgan holda (7)

formulagi ko'ra $R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2 + R_z^2}$

$\cos \alpha = \frac{R_x}{R}, \cos \beta = \frac{R_y}{R}, \cos \gamma = \frac{R_z}{R}$ (8) (7) va (8) formulalar yordamida kuchlar analitik usulda qo'shiladi.



18-rasm

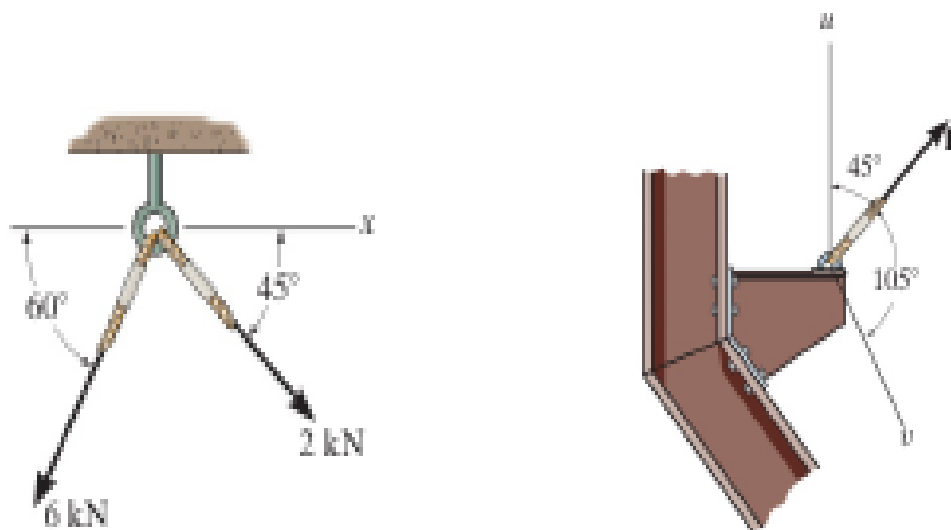


The parallelogram law of addition is shown in Fig. 2–13b, and the triangle rule is shown in Fig. 2–13c. The magnitudes of F_R and F are the two unknowns. They can be determined by applying the law of sines

$$\frac{F}{\sin 60^\circ} = \frac{200 \text{ lb}}{\sin 45^\circ} \quad \frac{F_R}{\sin 75^\circ} = \frac{200 \text{ lb}}{\sin 45^\circ}$$

$$F = 245 \text{ lb} \quad F_R = 273 \text{ lb}$$

F2–1. Determine the magnitude of the resultant force acting on the screw eye and its direction measured clockwise from the x axis.



If force F is to have a component along the u axis of $F_u = 6 \text{ kN}$, determine the magnitude of F and the magnitude of its component F_v along the v axis

3- masala. Jismning A nuqtasiga bir tekislikda yotuvchi va bir– biri bilan 105° , 135° va 120° burchak ostida uchta kuch qo'yilgan bo'lib, ularning modullari $F_1=18\text{N}$, $F_2=24\text{N}$, $F_3=30\text{N}$ ga teng. Bu kuchlarning teng ta'sir etuvchisining kattaligi va yo'nalishini aniqlang (18-rasm).

Yechish. Berilgan kuchlarning koordinata o'qlaridagi proeksiyalarini aniqlaymiz.

$$F_{1X} = F_1 \cos 30^\circ = 18 \cdot \frac{\sqrt{3}}{2} = 9\sqrt{3}$$

$$F_{2X} = -F_2 \cos 45^\circ = -24 \cdot \frac{\sqrt{2}}{2} = -12\sqrt{2}$$

$$F_{3X} = 0$$

$$F_{1Y} = F_1 \sin 30^\circ = 18 \cdot 0,5 = 9$$

$$F_{2Y} = F_2 \sin 45^\circ = 24 \cdot \frac{\sqrt{2}}{2} = 12\sqrt{2}$$

$$F_{3Y} = -F_3 = -30$$

(8) formulaga ko'ra $R_X = F_{1X} + F_{2X} + F_{3X} = 9\sqrt{3} - 12\sqrt{2} = 15,588 - 16,968 = -1,380$
 $R_Y = F_{1Y} + F_{2Y} + F_{3Y} = 9 + 12\sqrt{2} - 30 = 9 + 16,968 - 30 = -4,032$

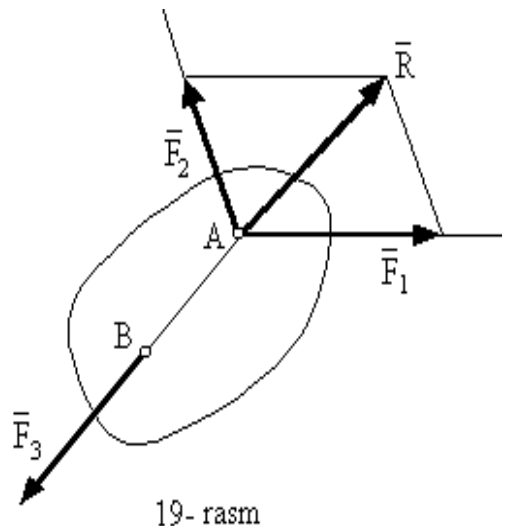
(9) formulaga ko'ra $R = \sqrt{R_X^2 + R_Y^2} = \sqrt{(-1,38)^2 + (-4,032)^2} = 4,262 \text{ N}$
 $\cos \alpha = \frac{R_X}{R} = \frac{-1,38}{4,262} = -0,323, \quad \cos \beta = \frac{R_Y}{R} = \frac{-4,032}{4,262} = -0,946$

Aniqlangan α va β burchaklargako'rarasmdatengta'siretuvchiniko'rsatamiz;

$$\arccos(-0,323) = \alpha, \quad \alpha = 71^\circ \quad \arccos(-0,946) = \beta, \quad \beta = 19^\circ$$

5. Uchkuchningmuvozanatohaqidateorema.

Statikamasalalariniyechishdaquyidagiteoremadanfoydalanishqulaydir.



Birtekislikdayotuvchivao'zaroparallelbo'lmaganuchtakuchta'siridajismmuvozanatdabo'lsa, bukuchlarningta'sirchiziqlaribirnuqtadakesishadi.

Isboti. Teoremaniisbotlashuchunqattiqjismgata'siretuvchi $\vec{F}_1$, $\vec{F}_2$ va $\vec{F}_3$ kuchlarniko'ribchiqamiz. Shartgako'rabukuchlarbirtekislikdayotadivao'zaroparallelemas. Ularningta'sirchiziqlariAnuqtadakesishadi.

$\vec{F}_1$ va $\vec{F}_2$

kuchlarnio'zlariningta'sirchiziqlaribo'y labAnuqttagako'chiramizvaularnitengta'siretuvchisi $\vec{R}$ bilanalmashtiramiznatijadaparallelogramaksiomasigako'rajismikkita: Anuqttaga qo'yilgan $\vec{R}$

va B nuqtada qo'yilgan $\vec{F}_3$ kuch ta'sirida qoladi. 1-aksioma ga ko'ra $\vec{R}$ va $\vec{F}_3$ kuchlarning miqdorlariteng, yo'nalishiesabirto'g'richiziqbo'ylabqarama qarshitomongayo'nalgandaginaularmuvozanatlashadi. Demak, $\vec{F}_3$ kuchning ta'sir chizig'i ham A nuqtadan o'tadi (19-rasm). Biz shuni isbotlashimiz kerak edi.

6. Kesishuvchi kuchlar sistemasining muvozanati.

1. Qattiq jismga qo'yilgan kesishuvchi kuchlar sistemi muvozanatda bo'lishi uchun bu kuchlar sistemasining teng ta'sir etuvchisi, demak bosh vektori nolga teng bo'lishi zarur va yetarlidir. Kuchlar sistemasining muvozanati geometrik va analitik ko'rinishda bo'ladi. Muvozanatning geometrik sharti. Bizga ma'lumki kuchlar sistemasining bosh vektori $\vec{R}$, shu kuchlar sistemi asosida qurilgan kuchlar ko'pburchagining yopuvchi tomoni (12-rasm, b ga qarang) demak, $\vec{R}$ nolga teng bo'lishi uchun kuchlar ko'pburchagida oxirgi kuchning uchi, birinchi kuchning boshi bilan ustma-ust tushishi kerak.

Demak, kesishuvchi kuchlar sistemi muvozanatda bo'lishi uchun shu kuchlar asosida qurilgan ko'pburchak yopiq bo'lishi zarur va yetarlidir.

Muvozanatning analitik sharti. Kesishuvchi kuchlar sistemasining bosh vektori quyidagi formula bilan aniqlanadi:

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2 + R_z^2} \quad R=0 \text{ bo'lishi uchun } R_x=0, R_y=0, R_z=0 \text{ bo'lishi lozim.}$$

$$\text{Yoki } \sum F_{KX} = 0, \sum F_{KY} = 0, \sum F_{KZ} = 0 \quad (9)$$

Bu kesishuvchi kuchlar sistemi muvozanat shartining analitik ifodasidir. Kesishuvchi kuchlar sistemi muvozanatda bo'lishi uchun kuchlarning har bir koordinata o'qlaridagi proeksiyalarining yig'indisi nolga teng bo'lishi zarur va yetarlidir. Agar jismga ta'sir etuvchi kesishuvchi kuchlar sistemi bir tekislikda yotsa (9) tenglik quyidagi ko'rinishni oladi:

$$\sum F_{KX} = 0, \sum F_{KY} = 0, \quad (10)$$

NAZORAT SAVOLLARI:

1. Kesishuvchi kuchlar deb qanday kuchlarga aytiladi?
2. Kuchning o'qdagi proeksiyasi deb nimaga aytiladi?
3. Kuchning tekislikdagi proeksiyasi deb nimaga aytiladi?
4. Kuch moduli analitik usulda qanday topiladi?
5. Kuchlar analitik usulda qanday qo'shiladi?
6. Kuchning o'qdagi proeksiyasi qachon nolga teng bo'ladi?
7. Tekislikdagi o'zaro parallel bo'lmagan uchta kuch qachon muvozanatda bo'ladi?
8. Kesishuvchi kuchlar sistemi muvozanatining geometrik sharti qanday ifodalanadi?
9. Kesishuvchi kuchlar sistemi muvozanatining analitik sharti qanday ifodalanadi?

3-MA'RUZA.

KUCHNING MARKAZ (NUQTA) GA NISBATAN MOMENTI. JUFT KUCH VA UNING MOMENTI. BIR TEKISLIKDA JOYLASHGAN JUFLARNI QO'SHISH. JUFTLAR SISTEMASINING MUVOZANAT SHARTLARI.

REJA:

- 1.. Kuchning markaz (nuqta) ga nisbatan momenti.
2. Juft kuch. Juft kuch momenti.
3. Ekvivalent juftlar haqida teorema.

4. Tekislikdagi juftlarni qo'shish. Tekislikdagi juftlarning muvozanati.
5. Kesishuvchi kuchlar teng ta'sir etuvchisining momenti haqida
6. Varin'on teoremasi.

Adabiyotlar: 1, 2, 4, 8, 9, 11, 12, 13

Tayanch iboralar: kuch momenti, kuch yelkasi, kuch momentining mexanik ma'nosi, juft kuch, juft kuch momenti, juft yelkasi, juftning jismga ko'rsatilgan ta'siri, juftlar ekvivalentligi, teng ta'sir etuvchining momenti.

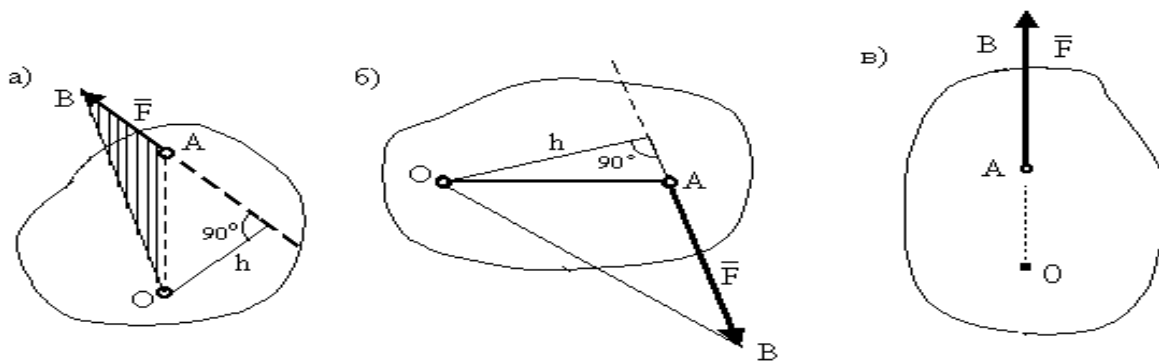
1. Kuchning markaz (nuqta) ga nisbatan momenti.

Tajribalar ko'rsatadiki, kuch ta'sirida qattiq jism faqat ilgarilanma harakatlanib qolmasdan, qandaydir markaz (nuqta) atrofida aylanma harakat qilish ham mumkin. Kuchning aylantirish effektini uning momenti harakterlaydi.

1. Qattiq jismning A nuqtasiga $\vec{F}$ kuch qo'yilgan bo'lsin. $\vec{F}$ kuch qattiq jismni qandaydir O markaz atrofida aylantiradi. O markazdan $\vec{F}$ kuchning ta'sir chizig'iga tushirilgan perpendikulyarga kuch yelkasi deyiladi va h harfi bilan belgilanadi. (23-rasm, a). Kuch jismni O markaz atrofida aylantirish effekti quyidagilarga bog'liq bo'ladi:

- 1) $\vec{F}$ kuchning moduli va kuch yelkasi h ning uzunligiga;
- 2) O markaz va $\vec{F}$ kuch orqali o'tuvchi OAB aylanish tekisligining egallagan holatiga;
- 3) tekislikdagi aylanish yo'nalishiga;

jismga ta'sir etuvchi barcha kuchlar bir tekislikda yotadi deb olamiz. U holda jismga ta'sir etuvchi kuchlarning aylantirish tekisligi umumiy bo'ladi. Tekislikda aylanish yo'nalishini biror belgi orqali aniqlab olish mumkin. Kuch momenti haqidagi tushunchani kiritamiz. Kuchning O markazga nisbatan momenti deb, mos ishorada olingan kuch modulini kuch yelkasiga bo'lgan



23- rasm

ko'paytmasiga aytiladi. $\vec{F}$ kuchning O markazga nisbatan momenti (bundan keyin qisqagina kuch momenti deb ataymiz) ni $m_o(\vec{F})$ yoki $M_o(\vec{F})$ bilan belgilaymiz. Demak,

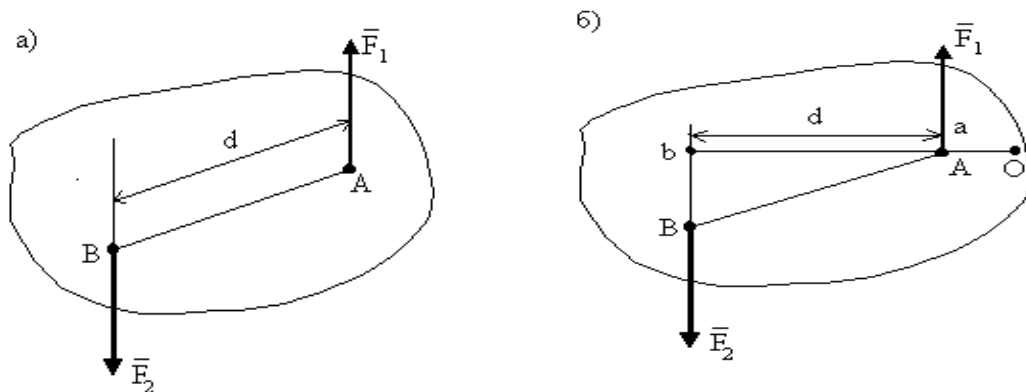
$$m_o(\vec{F}) = \pm F \cdot h \quad (11)$$

Agar kuch jismni O markaz atrofida soat mili harakati yo'nalishiga teskari yo'nalishda aylantirsa, kuch momenti musbat (23-rasm,a), agar kuch jismni O markaz atrofida soat mili harakati yo'nalishi bo'yicha aylantirsa kuch momenti manfiy ishorada olinadi (23-rasm,6).

Kuch momenti Nyuton metr (1Nm) da, shuningdek, kilogramm metr (1Kgm) larda o'lchanadi. Kuch momenti quyidagi xossalarga ega:

Jismga qo'yilgan kuchni o'zining ta'sir chizig'i bo'ylab jismning istalgan nuqtasiga ko'chirilsa, kuch momenti o'zgarmaydi; 2) agar jismga kuch ta'sir etmasa (kuch nolga teng), yoki moment markazi kuchning ta'sir chizig'ida yotgan bo'lsa (elka nolga teng) kuch momenti nolga teng bo'ladi (23-rasm, b); 3) kuch momenti son jihatdan OAB uchburchak yuzasining ikkilanganiga teng (23-rasm, a), ya'ni: $m_0(\bar{F}) = 2S_{\Delta OAB}$ (12) Haqiqatdan ham uchburchak OAB ning yuzasi. $S_{\Delta OAB} = \frac{1}{2} AB \cdot h$ bundan $2S_{\Delta OAB} = AB \cdot h$ AB asos bo'ylab $\bar{F}$ kuch qo'yilgan, shunga ko'ra $2S_{\Delta OAB} = F \cdot h$ (11) formula bilan solishtirsak $m_0(\bar{F}) = 2S_{\Delta OAB}$ kelib chiqadi.

2. Juft kuch. Juft kuch momenti. Miqdorlari teng, parallel va qarama-qarshi tomonga yo'nalgan ikkita kuchdan iborat sistemaga juft kuch deyiladi (25-rasm, a) Juft kuch $(\bar{F}_1, \bar{F}_2)$ ko'rinishida belgilanadi. $\bar{F}_1, \bar{F}_2$ kuchlarga juftning tashkil etuvchilari deyiladi. Juftni tashkil etuvchilarining ta'sir chiziqlari orasidagi eng qisqa masofaga juftning yelkasi deyiladi va u, d harfi bilan belgilanadi. Juftning ta'sir chiziqlari orqali o'tuvchi tekislikka, juftning ta'sir tekisligi deyiladi.



Juftni tashkil etuvchi kuchlar sistemasi muvozanatda bo'la olmaydi. Juft kuchlar teng ta'sir etuviga ega emas. Haqiqatdan ham $(\bar{F}_1, \bar{F}_2)$ juft qandaydir $\bar{Q}$ teng ta'sir etuvchiga ega bo'lsin. Teng ta'sir etuvchi $\bar{Q} \neq 0$ bo'lsin. U holda qattiq jism $\bar{F}_1, \bar{F}_2$ va $\bar{Q}$ kuchlar ta'sirida muvozanatda bo'lishi kerak. Lekin bu mumkin emas, chunki $\bar{F}_1 + \bar{F}_2 = 0$, $\bar{Q} \neq 0$ bo'lgani uchun $\bar{F}_1 + \bar{F}_2 + \bar{Q} \neq 0$. Shunday qilib juftni bitta kuch bilan almashtirib bo'lmaydi. Demak, juft kuch teng ta'sir etuvchiga ega emas.

Jismga qo'yilgan juftning aylantirish effekti: 1) juft kuchning moduli va yelkasining uzunligiga, 2) juft ta'sir tekisligining holatiga, 3) shu tekislikdagi aylanish yo'nalishiga bog'liq bo'ladi. Bu effektini xarakterlash uchun juft kuch momenti tushunchasi kiritiladi.

Juft kuch momenti deb mos ishora bilan olingan juftni tashkil etuvchi kuchlardan birining miqdorini juft yelkasi uzunligiga ko'paytmasiga teng kattalikka aytiladi. Juft momenti m yoki M bilan belgilanadi.

$$m = \pm F_1 d = \pm F_2 \cdot d \quad (14)$$

Agar juft jismni soat mili harakati yo'nalishiga teskari yo'nalishda aylantirsa, juft momenti musbat, agar soat mili yo'nalishi bo'ylab aylantirsa juft momenti manfiy ishorada olinadi. Juft momenti ham xuddi kuch momenti kabi bir xil o'lchov birliklarda o'lchanadi.

Teorema. Juftni tashkil etuvchi kuchlarning juft tekisligida ixtiyoriy nuqtaga nisbatan momentlarining algebraik yig'indisi juft momentiga teng.

Isbot. $(\bar{F}_1, \bar{F}_2)$ juftning ta'sir tekisligidan ixtiyoriy O nuqtani olamiz (25-rasm,6). Natijada quyidagini aniqlaymiz:

$$m_0(\bar{F}_1) = -F_1 \cdot Oa, \quad m_0(\bar{F}_2) = F_2 \cdot Ob.$$

butengliklarni qo'shamiz va $\bar{F}_1 = \bar{F}_2$, $Ob - Oa = d$ ekanligini e'tiborga olamiz.

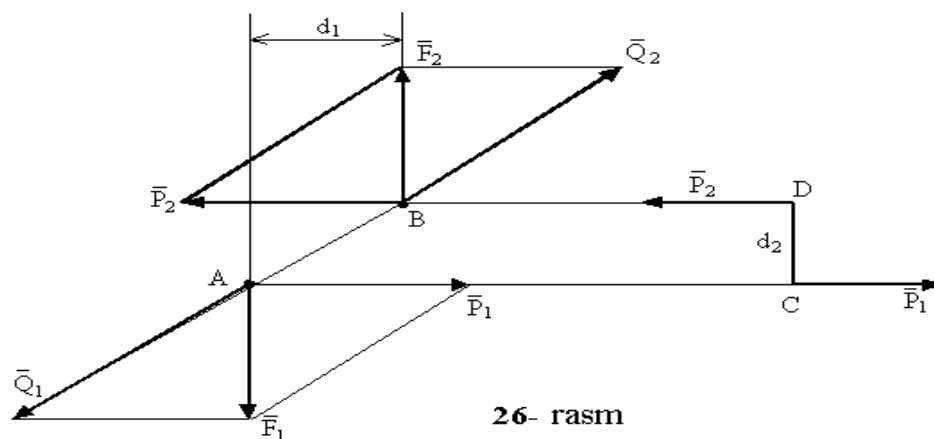
$$m_0(\bar{F}_1) + m_0(\bar{F}_2) = -F_1 Oa + F_2 Ob = -F_1 Oa + F_2 (d + Oa) = -F_1 Oa + F_2 d + F_2 Oa = F_2 d = m$$

$$\text{demak,} \quad m_0(\bar{F}_1) + m_2(\bar{F}_2) = m$$

3.. Ekvivalent juftlar haqida teorema.

Teorema. Qattiq jismga qo'yilgan juftning ta'sirini o'zgartirmay, shu juftning ta'sir tekisligida yotuvchi, momenti berilgan juftning momentiga teng istalgan juft bilan almashtirish mumkin.

Isbot. Qattiq jismga yelkasi d_1 bo'lgan $(\bar{F}_1, \bar{F}_2)$ juft qo'yilgan bo'lsin. Bu juftning ta'sir tekisligidan ikkita ixtiyoriy C,D nuqtalar olamiz.



C va D nuqtalardan to'g'ri chiziqlar chiqaramiz. Bu to'g'ri chiziqlar $\bar{F}_1$ va $\bar{F}_2$ kuchlarning ta'sir chiziqlari bilan kesishadi. Kesishishda hosil bo'lgan nuqtalarni tegishlicha A va B deb belgilaymiz va $(\bar{F}_1, \bar{F}_2)$ juftlarni shu nuqtalarga keltirib qo'yamiz (26-rasm).

AC va BD to'g'ri chiziqlar orasidagi masofani d_2 bilan belgilaymiz. $\bar{F}_1$ kuchni AB va AC yo'nalishlarda $\bar{P}_1$ va $\bar{Q}_1$, $\bar{F}_2$ kuchni AB va BD yo'nalishlarda $\bar{P}_2$ va $\bar{Q}_2$ tashkil etuvchilarga ajratamiz. Bunda quyidagi shart bajarilsin: $\bar{P}_1 = -\bar{P}_2$ va $\bar{Q}_1 = -\bar{Q}_2$. Rasmdan ko'rinadiki $\bar{Q}_1$ va $\bar{Q}_2$, kuchlar miqdor jihatdan teng bir to'g'ri chiziq bo'ylab qarama-qarshi tomonga yo'nalgan: $(\bar{Q}_1, \bar{Q}_2) \propto O$, sistemani tashkil etgani uchun ularni tashlab yuboramiz. Natijada qattiq jism yelkasi d_2 bo'lgan $(\bar{P}_1, \bar{P}_2)$ juft ta'sirida qoladi.

$(\bar{F}_1, \bar{F}_2)$ juft $(\bar{P}_1, \bar{P}_2)$ juft bilan almashtirildi. $(\bar{P}_1, \bar{P}_2)$ juftni o'zining ta'sir tekisligidagi C va D nuqtalarga ko'chirish mumkin. Endi biz $(\bar{F}_1, \bar{F}_2)$ va $(\bar{P}_1, \bar{P}_2)$ juftlarining momentlari tengligini isbotlaymiz. $\bar{F}_1$ kuch $\bar{P}_1$ va $\bar{Q}_1$ kuchlarning teng ta'sir etuvchisi, shunga ko'ra quyidagini yozamiz.

$$\bar{F}_1 = \bar{P}_1 + \bar{Q}_1$$

Varin'on teoremasiga ko'ra, bu kuchlarning B nuqtaga nisbatan momentlari.

$$m_B(\bar{F}_1) = m_B(\bar{P}_1) + m_B(\bar{Q}_1)$$

$$m_B(\bar{F}_1) = F_1 \cdot d_1, \quad m_B(\bar{P}_1) = P_1 \cdot d_2, \quad m_B(\bar{Q}_1) = 0;$$

$$\text{Bularni o'rniga qo'ysak} \quad F_1 d_1 = P d_2$$

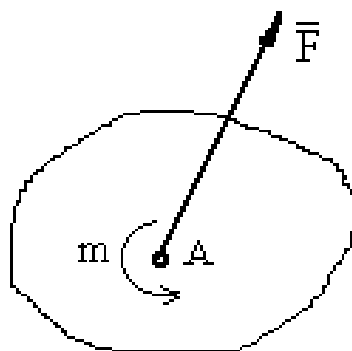
Demak, juftlarning momentlari o'zaro teng ekan. Teorema isbotlandi. Isbotlangan teoremadan juftlarning quyidagi hossalari kelib chiqadi:

1) juftning jismga ta'sirini o'zgartirmay, o'zining ta'sir tekisligida istalgan joyga ko'chirish mumkin.

2) juftning momentini o'zgartirmay, uning tashkil etuvchilari va yelkasi o'zgartirilsa, juftning jismga ta'siri o'zgarmaydi.

Texnik chizmalarda juft kuch ko'rsatilmaydi, balki uning aylanish yo'nalishi ko'rsatiladi.

Masalan, 27-rasmda, qattiq jismning A nuqtasiga $\bar{F}$ kuch momenti m ga teng bo'lgan juft qo'yilganligi ko'rsatilgan.



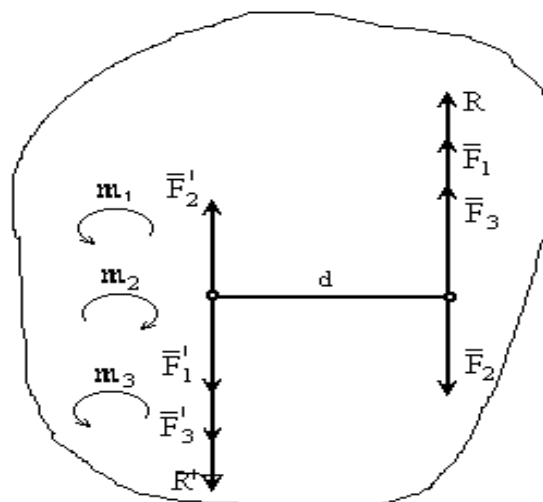
27- rasm

Juft kuchning yana bir kerakli hossaga ega ekanligini isbotlash mumkin (isbotini tushirib qoldiramiz).

3) Juft kuchni qattiq jismga ko'rsatadigan ta'sirini o'zgartirmay, bir tekislikdan unga parallel bo'lgan istalgan boshqa bir tekislikka ko'chirish mumkin.

4, Tekislikdagi juftlarni qo'shish. Tekislikdagi juftlarning muvozanati.

Teorema. Bir tekislikda yotuvchi juftlar sistemasi bitta juftga ekvivalent bo'lib, uning momenti berilgan juftlar momentlarining algebraik yig'indisiga teng.



28- rasm

Isbot. Bir tekislikda yotuvchi bir nechta, aniqroq bo'lishi uchun uchta juft berilgan bo'lsin (ular rasmda ko'rsatilmagan). Ularning momentlari tegishlicha m_1, m_2 va m_3 bo'lsin. Juftlarning ekvivalentligi haqidagi teoreмага asosan, uchta juftni momentlarini o'zgartirmay ularni umumiy $AB=d$ yelkaga keltiramiz (28-rasm). A va B nuqtalarga qo'yilgan kuchlarni alohida-alohida qo'shib, A nuqtada $\bar{R}$ va B nuqtada $\bar{R}^1$ kuchlarni hosil qilamiz. Bunda $\bar{R} = \bar{F}_1 - \bar{F}_2 + \bar{F}_3$, $\bar{R}^1 = \bar{F}_1^1 - \bar{F}_2^1 + \bar{F}_3^1$. Natijada juftlar sistemasi yelkasi $AB=d$ ($\bar{R}, \bar{R}^1$) teng ta'sir etuvchi juftga keltiriladi. Uning momenti

$$M = Rd = F_1 d - F_2 d + F_3 d = m_1 - m_2 + m_3$$

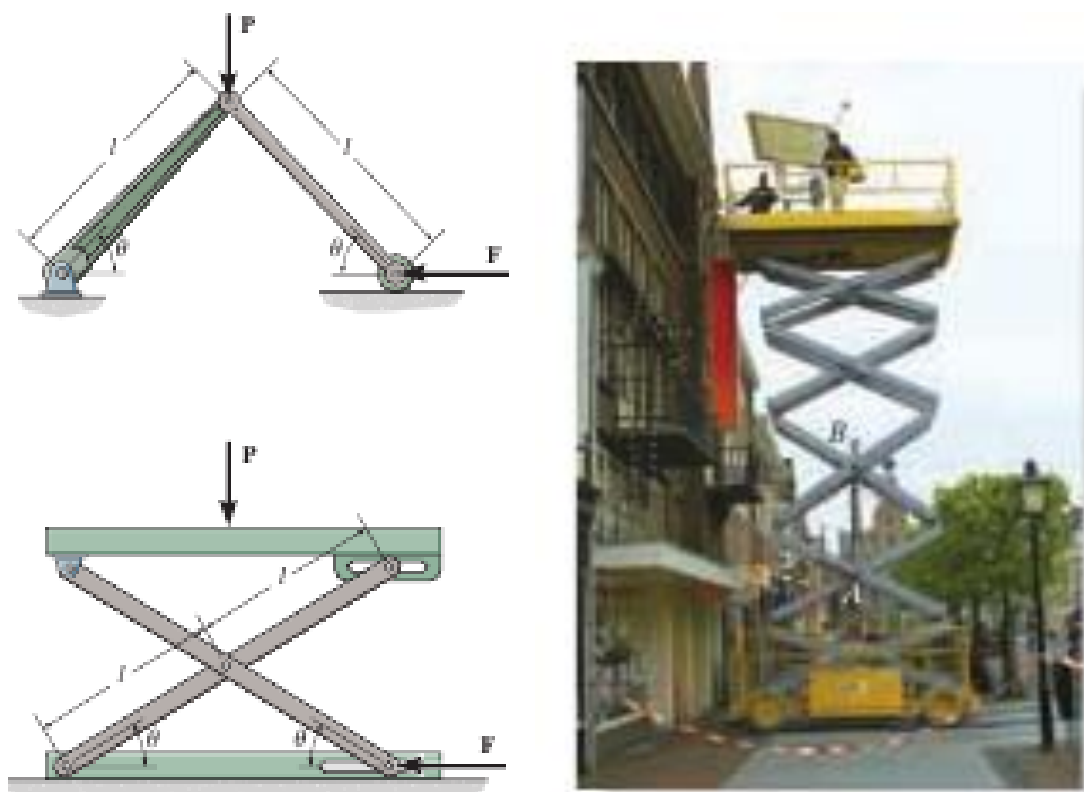
Uchta juft uchun teorema isbotlandi. Agar juftlar sistemasi momentlari $m_1, m_2, \dots, m_n$ bo'lgan n ta juftlardan iborat bo'lsa, ular momenti.

$$M = \sum m_K \quad (15) \text{ bo'lgan bitta juftga ekvivalent bo'ladi.}$$

Isbotlangan teoremdan ko'rinadiki, tekislikdagi juftlar sistemasi muvozanatda bo'lishi uchun berilgan juftlar momentlarining algebraik yig'indisi nolga teng bo'lishi zarur va yetarlidir.

$$\sum m_K = 0 \quad (16)$$

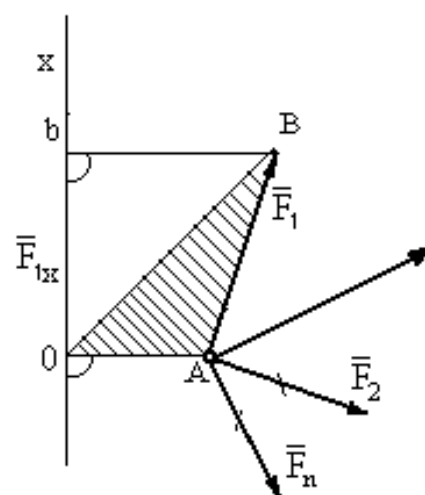
Principle of Virtual Work for a System of Connected Rigid Bodies The method of virtual work is particularly effective for solving equilibrium problems that involve a system of several connected rigid bodies, such as the ones shown in Fig. 11–5. Each of these systems is said to have only one degree of freedom since the arrangement of the links can be completely specified using only one coordinate u . In other words, with this single coordinate and the length of the members, we can locate the position of the forces F and P . In this text, we will only consider the application of the principle of virtual work to systems containing one degree of freedom.* Because they are less complicated, they will serve as a way to approach the solution of more complex problems involving systems with many degrees of freedom. The procedure for solving problems involving a system of frictionless connected rigid bodies follows



5. Teng ta'sir etuvchining momenti haqida Varin'on teoremasi.

Teorema: Tekislikdagi kesishuvchi kuchlar sistemasi teng ta'sir etuvchisining biror nuqtaga nisbatan momenti, qo'shiluvchi kuchlarning shu nuqtaga nisbatan momentlarining algebraik yig'indisiga teng.

Isbot: Ta'sir chiziqlari A nuqtada kesishuvchi $\vec{F}_1, \vec{F}_2, \dots, \vec{F}_n$ kuchlar sistemasini qarab chiqamiz (24-rasm). Tekislikdan ixtiyoriy O nuqta olib, bu nuqtadan OA ga perpendikulyar qilib Ox o'qini o'tkazamiz. Kuchlar sistemasining O



24- rasm

nuqtaga nisbatan momentlari tegishli belgilanadi. (12) formulaga ko'ra

$$m_o(\bar{F}_1), m_o(\bar{F}_2) \text{ va x.k. bilan}$$

$$m_o(\bar{F}_1) = 2S_{\Delta OAB}$$

Rasmga ko'ra $2S_{\Delta AOB1} = OA \cdot F_{1X}$, Bu yerda $\bar{F}_{1X}, \bar{F}_1$ kuchning OX o'qidagi proeksiyasi, shunga ko'ra $m_o(\bar{F}_1) = OA \cdot F_{1X}$

Shu usul yordamida qolgan kuchlarning momentlarini ham aniqlash mumkin. $\bar{F}_1, \bar{F}_2, \dots, \bar{F}_n$ kesishuvchi kuchlar sistemasining teng ta'sir etuvchisini $\bar{R}$ bilan belgilaymiz. Bu yerda $\bar{R} = \sum \bar{F}_K$ Uning x o'qidagi proeksiyasi $R_X = \sum F_{KX}$. Tenglikning har ikkala tomoniga OA ni ko'paytiramiz.

$$OA \cdot R_X = \sum (OA \cdot F_{KX}) \text{ (12) formulaga ko'ra } m_o(\bar{R}) = \sum m_o(\bar{F}_K) \text{ (13)}$$

Bu Varin'on teoremasining matematik ifodasi.

NAZORAT SAVOLLARI:

1. Kuch momenti deb nimaga aytiladi?
2. Kuch yelkasi deb nimaga aytiladi?
3. Kuch momenti qachon nolga teng bo'ladi?
4. Kuch momentining mexanik ma'nosi nima?
5. Kuchlar sistemasi teng ta'sir etuvchisining momenti haqida Varin'on teoremasi qanday ifodalanadi?
6. Kuch momenti qanday hossalarga ega?
7. Kuch momentining ishorasi qanday aniqlanadi?
8. Juft kuch deb nimaga aytiladi?
9. Juft teng ta'sir etuvchiga ega bo'ladimi?
10. Juft momenti deb nimaga aytiladi?
11. Juft yelkasining ta'rifi aytib bering?
12. Juftlarning ekvivalentligi haqidagi teoremani isbotlang?
13. Tekislikdagi juftlar qanday qo'shiladi?
14. Tekislikdagi juftlarning muvozanat shartini aytib bering?

4-MA'RUZA

FA'ZODAGI JUFTLARNI QO'SHISH. FAZODAGI KUHLAR SISTEMASINI BERILGAN MARKAZGA KELITIRISH. FAZOVIY KUHLAR SISTEMASINING MUVOZANAT SHARTLARI.

REJA:

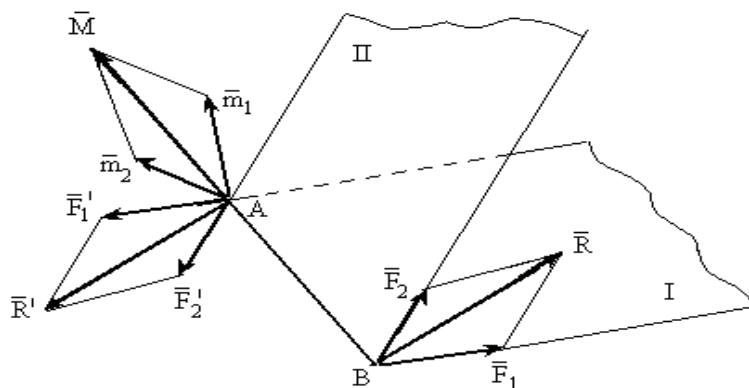
- 1 Kuchning o'qqa nisbatan momenti bilan shu o'qdagi nuqtaga nisbatan momenti orasidagi bog'lanish.
- 2 Juft kuch momenti-vektor.
- 3 Fa'zodagi juftlarni qo'shish.
- 4 Fa'zodagi kuchlar sistemasini berilgan markazga keltirish.
- 5 Fa'zoviy kuchlar sistemasining muvozanat shartlari.

Adabiyotlar: 1, 4, 9, 12, 13.

Tayanch iboralar: juft kuch, erkin vektor, fa'zodagi juftlarni qo'shish haqida teorema, keltirish markazi, kuchlar sistemasi bosh vektori, kuchlar sistemasining bosh momenti, vektorli invariant, skalyar invariant.

Fazodagi juftlarni qo'shish.

Teorema. Absolyut qattiq jismga qo'yilgan juftlar sistemasi bitta juftga ekvivalent bo'lib, uning momenti berilgan juftlar momentlarning geometrik yig'indisiga teng.



56-rasm

Isbot. Avvalo I va II tekisliklarda yotgan momentlari $\bar{m}_1$ va $\bar{m}_2$ bo'lgan juftlarni qo'shamiz. Ikkala tekislik kesishgan $AB=d$ kesmani olib, berilgan juftlarni o'z tekisligida umumiy d yelkaga keltiramiz (56-rasm). isbotlangan juftlarning xossalriga asosan A va B nuqtalarga momenti $\bar{m}_1$ ga teng bo'lgan $(\bar{F}_1, \bar{F}_1')$ va momenti $\bar{m}_2$ bo'lgan $(\bar{F}_2, \bar{F}_2')$ juftlarni keltirib qo'yamiz. Bunda $m_1 = F_1 d_1$, $m_2 = F_2 d$ shart bajarilsin. A va B nuqtalarda qo'yilgan kuchlarni qo'shib haqiqatdan ham $(\bar{F}_1, \bar{F}_1')$ va $(\bar{F}_2, \bar{F}_2')$ juftlar bitta $(\bar{R}, \bar{R}')$ juftga ekvivalent ekanligiga ishonch hosil qilamiz Bu juftning momenti $\bar{M}$ ni aniqlaymiz. $\bar{R} = \bar{F}_1 + \bar{F}_2$; $\bar{R}' = \bar{F}_1' + \bar{F}_2'$ Bu juftning moment vektori quyidagicha aniqlanadi:

$$\bar{M} = \overline{AB} \times \bar{R} = \overline{AB} \times (\bar{F}_1 + \bar{F}_2) = (\overline{AB} \times \bar{F}_1) + (\overline{AB} \times \bar{F}_2)$$

bu yerda $\overline{AB} \times \bar{F}_1 = \bar{m}_1$, $\overline{AB} \times \bar{F}_2 = \bar{m}_2$

Shunday qilib,

$$\bar{M} = \bar{m}_1 + \bar{m}_2 \quad (45)$$

$\bar{M}$ vektor $\bar{m}_1$ va $\bar{m}_2$ vektorlar asosida qurilgan parallelogramning diagonaliga teng. Teorema ikkita juft uchun isbotlandi. Agar qattiq jismga momentlari $\bar{m}_1, \bar{m}_2, \dots, \bar{m}_n$ bo'lgan n ta juft ta'sir etayotgan bo'lsa, (45) formulani qo'llab ularni birin-ketin qo'shib chiqilsa, bu juftlar sistemasi bitta juftga ekvivalent ekanligi aniqlanadi. Bu juftning momenti berilgan juftlar momentlarining geometrik yig'indisiga teng.

$$\bar{M} = \bar{m}_1 + \bar{m}_2 + \dots + \bar{m}_n = \sum \bar{m}_k \quad (46)$$

$\bar{M}$ vektor juftlar momentlari vektorlari asosida qurilgan ko'pburchakning yopuvchi tomoni bo'lib hisoblanadi. Agar qo'shiluvchi vektorlar bir tekislikda yotmagan bo'lsa, hisoblashni analitik usulda olib borish kerak. Koordinata o'qlarini o'tkazib yig'indi vektorning o'qdagii proeksiyasi haqidagi teoremaga asosan (46) dan quyidagini yozamiz.

$$M_x = \sum m_{KX}; M_y = \sum m_{KY}; M_z = \sum m_{KZ} \quad (47)$$

(47) ga asosan $\bar{M}$ vektorni ko'rish mumkin, uning moduli $M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + M_z^2}$

Yuqorida olingan natijalarga asoslanib, qattiq jismga ta'sir etuvchi juftlar sistemasining muvozanat shartlari osongina topiladi. Juftlar sistemi muvozanatda bo'lishi uchun $\bar{M} = 0$ yoki $\sum \bar{m}_K = 0$

shart bajarilishi kerak, qattiq jismga ta'sir etuvchi juftlar momenti vektorlaridan qurilgan ko'pburchak yopiq bo'lishi kerak. Endi muvozanatning analitik shartini aniqlaymiz. $M=0$ bo'lishi uchun $M_x = 0, M_y = 0, M_z = 0$ bo'lishi lozim, u holda (47) ga ko'ra quyidagini yozamiz.

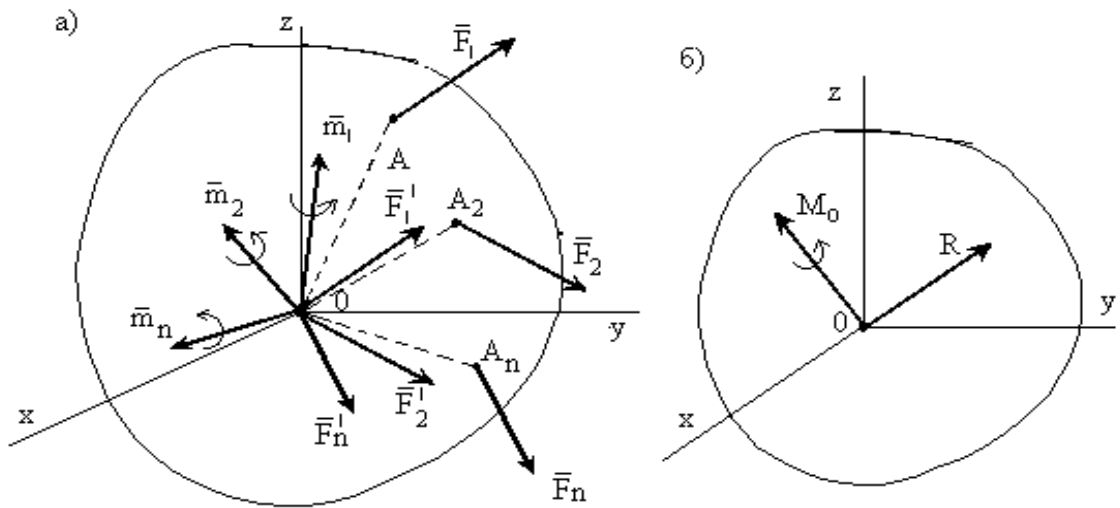
$$\sum m_{Kx} = 0; \quad \sum m_{Ky} = 0, \quad \sum m_{Kz} = 0; \quad (48)$$

Fazoda ixtiyoriy joylashgan kuchlarni berilgan markazga keltirish.

Qattiq jismga ixtiyoriy yo'nalgan $\bar{F}_1, \bar{F}_2, \dots, \bar{F}_n$ fazoviy kuchlar sistemi ta'sir etayotgan bo'lsin (57-rasm). Ixtiyoriy O nuqta tanlab, uni keltirish markazi deb ataymiz. Puanso lemmasini qo'llab berilgan kuchlarni shu O markazga keltiramiz. Bunda keltirilayotgan kuchlarga mos juftlarni qo'shib olamiz. Natijada qattiq jismga $\bar{F}_1^1 = \bar{F}_1, \bar{F}_2^1 = \bar{F}_2, \dots, \bar{F}_n^1 = \bar{F}_n$ (49) kuchlar sistemi va momentlari

$$\bar{m}_1 = \bar{m}_0(\bar{F}_1), \quad \bar{m}_2 = \bar{m}_0(\bar{F}_2), \dots, \quad \bar{m}_n = \bar{m}_0(\bar{F}_n) \quad (50)$$

bo'lgan $(\bar{F}_1, \bar{F}_1^{11}), (\bar{F}_2, \bar{F}_2^{11}), \dots, (\bar{F}_n, \bar{F}_n^{11})$ qo'shilgan juftlar sistemi ta'sir qila boshlaydi, aniqlik



uchun rasmda $n=3$ ta kuch ko'rsatilgan.

57 - rasm

O nuqtaga qo'yilgan $\bar{F}_1^1 = \bar{F}_1, \bar{F}_2^1 = \bar{F}_2, \dots, \bar{F}_n^1 = \bar{F}_n$ kuchlarni geometrik qo'shib ularning teng ta'sir etuvchisi $\bar{R}^1$ kuchni hosil qilamiz. $\bar{R}^1 = \sum \bar{F}_K^1$ yoki $\bar{R} = \sum \bar{F}_K$ (51)

Kuchlarni O nuqtaga keltirishda qo'shib olingan juftlar moment vektorlarini geometrik usulda qo'shamiz. Natijada juftlar sistemi bitta juftga ekvivalent bo'ladi. Bu juftning momenti $\bar{M}_0 = \sum \bar{m}_K$, yoki $\bar{M}_0 = \sum \bar{m}_0(\bar{F}_K)$ (52)

Tekislikdagi kuchlar sistemasi kabi, bu yerda ham $\bar{R}$ barcha fazoviy kuchlar sistemasining geometrik yigindisi bo`lib sistemaning bosh vektori,  $\bar{M}_0$  kuchlar sistemasining O nuqtaga nisbatan momentlarning geometrik yigindisi bo`lib, kuchlar sistemasining shu O nuqtaga nisbatan bosh momenti deyiladi.

Shunday qilib biz quyidagi teoremani isbotladik; fazoda ixtiyoriy joylashgan kuchlar sistemasini biror O markazga keltirish natijasida bu kuchlar sistemasi keltirish markaziga qo`yilgan bosh vektor  $\bar{R}$  ga teng bitta kuch bilan momenti  $\bar{M}_0$  ga teng bitta juftga ekvivalent bo`ladi (57-rasm,6). Ko`pincha  $\bar{R}$  va  $\bar{M}_0$  vektorlar analitik usulda ya`ni ularning o`qlardagi proeksiyalari orqali aniqlanadi, ya`ni

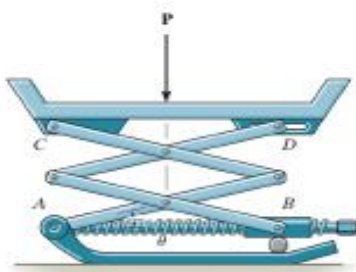
$$R_x = \sum F_{kx}, \quad R_y = \sum F_{ky}, \quad R_z = \sum F_{kz}; \quad (53)$$

$$M_x = \sum m_x(\bar{F}_k), \quad M_y = \sum m_y(\bar{F}_k), \quad M_z = \sum m_z(\bar{F}_k); \quad (54)$$

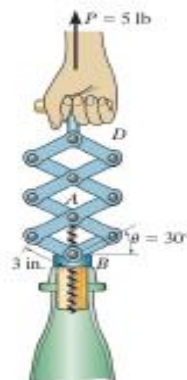
11-1. Use the method of virtual work to determine the tension in cable AC. The lamp weighs 10 lb.



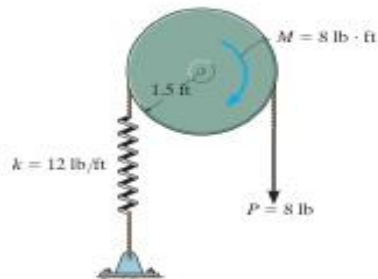
11-2. The scissors jack supports a load P . Determine the axial force in the screw necessary for equilibrium when the jack is in the position θ . Each of the four links has a length L and is pin connected at its center. Points B and D can move horizontally.



11-3. If a force of $P = 5$ lb is applied to the handle of the mechanism, determine the force the screw exerts on the cork of the bottle. The screw is attached to the pin at A and passes through the collar that is attached to the bottle neck at B .

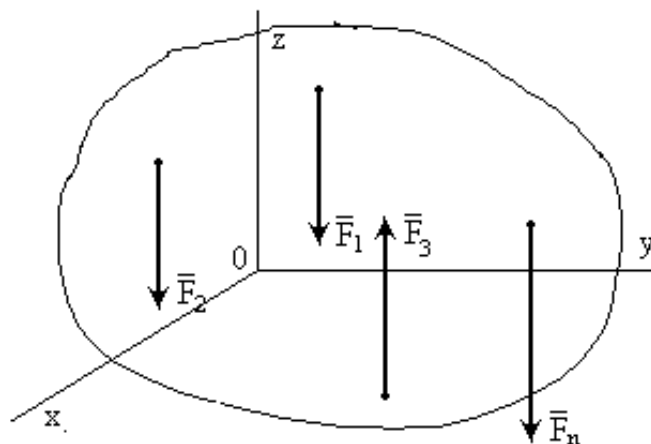


***11-4.** The disk has a weight of 10 lb and is subjected to a vertical force $P = 8$ lb and a couple moment $M = 8$ lb · ft. Determine the disk's rotation θ if the end of the spring wraps around the periphery of the disk as the disk turns. The spring is originally unstretched.



Fazoviy kuchlar sistemasining muvozanat shartlari.

Fazoviy kuchlar sistemasi muvozanatining zaruriy va yetarli sharti $\bar{R} = 0, \bar{M}_0 = 0$ tengliklar bilan ifodalanadi (8.4 ga qarang). $\bar{R}$ va $\bar{M}_0$ vektorlar faqat va faqat $R_x = 0, R_y = 0, R_z = 0$ va $M_x = 0, M_y = 0, M_z = 0$ shart bajarilganda nolga teng bo'ladi.



58 - rasm

O'z navbatida

$$\begin{aligned} R_x &= \sum F_{Kx}; & R_y &= \sum F_{Ky}; & R_z &= \sum F_{Kz} \\ M_x &= \sum m_x(\bar{F}_K); & M_y &= \sum m_y(\bar{F}_K); & M_z &= \sum m_z(\bar{F}_K) \end{aligned} \quad (55)$$

U holda quyidagini yozamiz.

$$\begin{aligned} \sum F_{Kx} &= 0, & \sum F_{Ky} &= 0, & \sum F_{Kz} &= 0 \\ \sum m_x(F_K) &= 0, & \sum m_y(F_K) &= 0, & \sum m_z(F_K) &= 0 \end{aligned} \quad (56)$$

Bu tenglamalar fazoviy kuchlar sistemasi muvozanatining analitik shartlarini ifodalaydi.

Fazoviy kuchlar sistemasi muvozanatda bo'lishi uchun, kuchlar sistemasining koordinata o'qlaridagi proektsiyalarining yig'indisi va shu o'qlarga nisbatan momentlarining yig'indisi nolga teng bo'lishi zarur va yetarlidir. (56) tengliklar sistemasi qattiq jismga ta'sir etuvchi istalgan fazoviy kuchlar sistemasining muvozanat shartlarini ifodalaydi.

Parallel kuchlar bo'lgan hol. Agar jismga ta'sir etuvchi kuchlar parallel kuchlardan iborat bo'lsa, koordinata sistemasini shunday tanlash lozimki, o'qlardan biri masalan, z o'qi kuchlarga parallel yo'nalgan bo'lsin (58-rasm). Bunday holda kuchlarning x, va y o'qlardagi proektsiyalari va z o'qqa nisbatan momentlari nolga teng bo'ladi (56) tenglamalar sistemasi quyidagi ko'rinishni oladi. $\sum F_{Kz} = 0; \sum m_x(\bar{F}_K) = 0, \sum m_y(\bar{F}_K) = 0$ (57)

Qolgan tenglamalar ayniyatga aylanadi. Shunday qilib, fazoviy parallel kuchlar sistemasi muvozanatda bo'lishi uchun barcha kuchlarning parallel o'qdagi proektsiyalarining yig'indisi va qolgan ikki o'qqa nisbatan momentlarining yig'indisi nolga teng bo'lishi zarur va yetarlidir.

NAZORAT SAVOLLARI:

1. Fazodagi juftlarni qo'shishda qanday teoremdan foydalanamiz?
2. Qattiq jismga ta'sir etuvchi fazodagi juftlar sistemasi muvozanatining analitik sharti qanday ifodalanadi?

3. Fazodagi ixtiyoriy joylashgan kuchlar sistemasini berilgan markazga keltirish natijasida qanday natijaga erishamiz?
4. Bosh vektor deb nimaga aytiladi?
5. Bosh moment deb nimaga aytiladi?
6. Fazodagi juftlar sistemasining bosh vektori va bosh momenti qanday formulalar bilan aniqlanadi?

5-MA'RUZA

MODDIY NUQTA KINEMATIKASI. KINEMATIKAGA KIRISH. KINEMATIKANING ASOSIY TUSHUNCHALARI. NUQTA HARAKATINING BERILISH USULLARI: VEKTOR USULI, KOORDINATALAR USULI, TABIIY USUL. NUQTANING HARAKAT IZI. NUQTANING TEZLIK VA TEZLANISH VEKTORLARI

REJA:

1. Kinematikaning asosiy tushuncha va qoidalari.
2. Nuqta harakatining berilish usullari.
3. Harakat vektor usulda berilganda nuqtani tezligi.
4. Harakat vektor usulda berilganda nuqtaning tezlanishi.

Adabiyotlar: 4, 8, 9, 12 **Tayanch iboralar:** kinematika, fazo, vaqt, harakat, metr, soniya (sekund), ko'chish, kinematikaning asosiy masalasi, vektor usuli, koordinatalar usuli, tabiiy usul, tezlik, tezlanish.

Kinematikaning asosiy tushuncha va qoidalari.

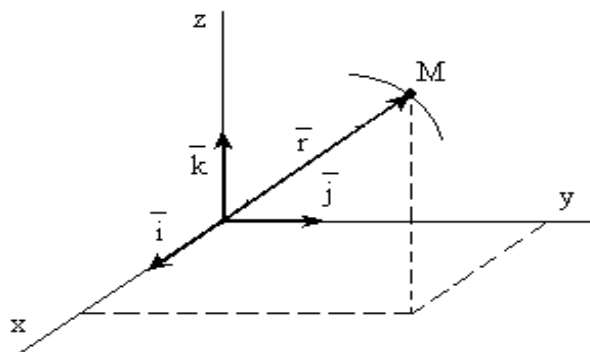
Jismlarning harakatini ularga ta'sir etuvchi kuchlar va inertligini (massasini) e'tiborga olmay, sof geometrik nuqtai nazardan o'rganuvchi nazariy mexanikaning bir qismiga kinematika deyiladi.

Kinematika so'zi yunoncha «kinema» so'zidan olingan bo'lib, harakat ma'nosini anglatadi. Jismning vaqtga bog'liq ravishda fazoda boshqa jismlarga nisbatan vaziyatini o'zgartirishiga mexanik harakat deyiladi.

Harakat tushunchasi fazo, vaqt* va jism (nuqta) tushunchalari bilan chambarchas bog'liq. Vaqtning turli momentlarida harakatlanuvchi jism (yoki nuqta) ning boshqa jismlarga nisbatan holatini aniqlash uchun sanoq sistemasini tanlanadi. Sanoq sistemasini shartli ravishda qo'zg'almas deb olish yoki harakatdagi jismga biriktirilgan deb qarash mumkin.

Jismning fazoda qiladigan harakati vaqt o'tishi bilan sodir bo'ladi. Mexanikada fazo uch o'lchovli Yevklid fazosi deb qaraladi. Undagi barcha o'lchashlar Yevklid geometriyasi usullari asosida olib boriladi. Uzunlik o'lchov birligi qilib 1 m olingan.

Vaqt uzluksiz o'zgaruvchan va skalyar kattalik. Kinematika masalalarida t vaqt mustaqil o'zgaruvchan (argument) deb qabul qilinadi. Qolgan boshqa o'zgaruvchan kattaliklar (masofa,



79- rasm

*Mexanikada vaqt barcha sanoq sistemalari uchun bir xilda o'tadi va absolyut deb hisoblanadi. Vaqtning o'lchov birligi qilib 1 soniya (1s) qabul qilingan.

tezlik va b.q.) vaqt o'tishi bilan o'zgaruvchan kattaliklar yoki t vaqtning funksiyasi hisoblanadi. Vaqtni hisoblash boshlang'ich moment ($t=0$) dan boshlab olib boriladi.

Ko'chish va harakat tushunchalari kinematikaning asosiy tushunchalaridir. Nuqtaning ma'lum vaqt oralig'ida fazoda bir holatdan boshqa holatga ixtiyoriy ravishda o'tishi ko'chish deyiladi. Nuqtaning boshlang'ich holatdan oxirgi holatga vaqtga bog'liq holda aniq bir usulda o'tishiga harakat deyiladi. Fazoda harakatlanayotgan nuqtaning biror sanoq sistemasiga nisbatan holati bilan vaqt orasidagi bog'lanishni ifodalovchi tenglamaga nuqtaning harakat qonuni deyiladi.

Kinematikaning asosiy masalasi nuqtaning (jismning) harakat qonunlarini o'rganishdan iborat. Agar nuqtaning biror sanoq sistemasiga nisbatan harakat qonuni berilgan bo'lsa, nuqta harakatining kinematik karakteristiklari: traektoriya, tezlik va tezlanishlarni aniqlash mumkin bo'ladi. Biror sanoq sistemasiga nisbatan harakatlanuvchi nuqtaning qoldirgan iziga traektoriya deyiladi.

Har qanday qattiq jismni nuqtalar to'plamidan iborat deb qarash mumkin. Shu sababli jism harakatini o'rganish uchun uning nuqtalari harakatini o'rganishga to'g'ri keladi. Dastlab nuqta kinematikasini o'rganib, undan keyin qattiq jism kinematikasini o'rganishga o'tiladi.

Nuqta harakatining berilish usullari.

Nuqta harakati quyidagi uchta usul yordamida beriladi:

- 1) Vektor usuli,
- 2) Koordinatalar usuli,
- 3) Tabiiy usul.

Nuqta harakatining vektor usulda berilishi. M nuqta qandaydir Oxyz koordinatalar sistemasiga nisbatan harakatlanayotgan bo'lsin. Vaqtning istalgan paytida nuqtaning holatini M nuqta va koordinata boshi O ni tutashtirishdan hosil bo'lgan $\vec{r}$ radius-vektor orqali aniqlash mumkin (79-rasm). M nuqta harakatlanayotganida vaqtga bog'liq ravishda $\vec{r}$ radius-vektorning moduli ham, yo'nalishi ham o'zgarib boradi. Demak, $\vec{r}$ radius-vektor t vaqtning vektorli funksiyasidan iborat bo'ladi, ya'ni

$$\vec{r} = \vec{r}(t) \quad (1)$$

(1) tenglamaga nuqtaning vektor shaklidagi harakat tenglamasi deyiladi. Radius-vektorlarning uchlarini tutashtirishda hosil bo'lgan chiziqqa vektorlar godografi deyiladi. Vektorlar godografi harakatlanuvchi nuqtaning traektoriyasi bo'lib hisoblanadi.

Vektorni analitik usulda berish uchun uning koordinata o'qlaridagi proeksiyalari berilgan bo'lishi lozim. $\vec{r}$ vektorning to'g'ri burchakli Dekart koordinata o'qlaridagi proeksiyalari quyidagicha belgilanadi:

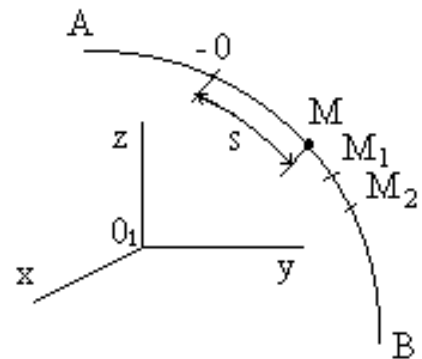
$$r_A = x, \quad r_y = y, \quad r_z = z \text{ bu yerda: } x, y, z - M \text{ nuqtaning koordinatalari.}$$

Agar koordinata o'qlarining birlik vektorlarini $\vec{i}$, $\vec{j}$ va $\vec{k}$ - deb belgilasak $\vec{r}$ radius-vektor uchun quyidagi ifodani hosil qilamiz: $\vec{r} = x\vec{i} + y\vec{j} + z\vec{k}$ (2)

(2) tenglik harakatning vektorli va Dekart koordinatalari orqali aniqlash usullari orasidagi bog'lanishni ifodalaydi.

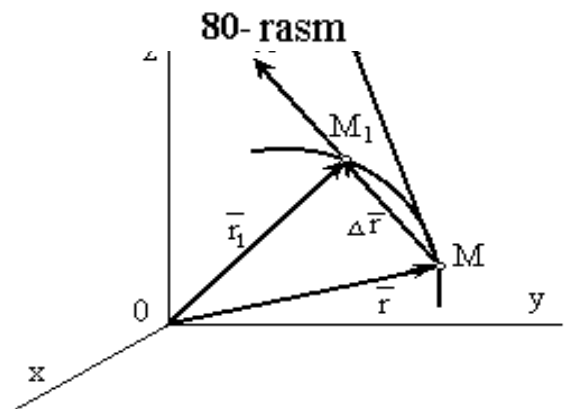
Nuqta harakatining koordinatalar usulda berilishi. Nuqtaning fazodagi holatini uning x, y, z Dekart koordinatalari orqali aniqlash mumkin. Nuqta harakatlanganda uning koordinatalari vaqtga bog'liq ravishda o'zgaradi, ya'ni x, y, z koordinatalar vaqtning bir qiymatli funksiyasidan iborat bo'ladi: $x = f_1(t), \quad y = f_2(t), \quad z = f_3(t)$ (3)

(3) tenglamalarga nuqta harakatining Dekart koordinatalaridagi tenglamalari deyiladi. Bu tenglamalar yordamida nuqtaning harakati koordinatalar usulida berilganda harakat qonunini aniqlaydi. Agar nuqta faqat bitta tekislikda harakatlansa, nuqtaning harakat tenglamalari bittaga kamayadi, ya'ni $x = f_1(t)$, $y = f_2(t)$ (4) Agar nuqta to'g'ri chiziq bo'ylab harakatlanayotgan bo'lsa, u holda Ox o'qini shu to'g'ri chiziq bo'ylab yo'naltiramiz. Nuqtani harakat tenglamasi bitta tenglama bilan ifodalanadi: $x = f(t)$ (5) ga nuqtaning to'g'ri chiziqli harakat tenglamasi deyiladi.



Nuqta harakatining tabiiy usulda berilishi.

Nuqtaning traektoriyasi avvaldan ma'lum bo'lsa, harakatni tabiiy usulda berish maqsadga muvofiqdir. Nuqta O_1xyz koordinatalar sistemasiga nisbatan qandaydir AB egri chiziq bo'ylab harakatlanayotgan bo'lsin (80-rasm). Shu traektoriya ustidan ixtiyoriy qo'zg'almas O nuqta tanlaymiz. O nuqtani sanoq boshi deb ataymiz hamda musbat va manfiy harakat yo'nalishini belgilab olamiz. U holda M nuqtaning traektoriyadagi holati egri chiziqli $S = \overline{OM}$ yoy koordinatasi bilan aniqlanadi. M nuqta harakatlanishi natijasida $M_1, M_2, \dots$ holatlarni egallaydi va vaqt o'tishi bilan s masofa o'zgarib boradi va t vaqtning bir qiymatli funksiyasidan iborat bo'ladi:



81- rasm

$$s = f(t) \quad (6)$$

(6) tenglamaga M nuqtaning traektoriya bo'ylab harakat tenglamasi yoki harakat qonuni deyiladi.

Agar 1) nuqtaning traektoriyasi, 2) traektoriyada musbat yoki manfiy harakat yo'nalishini ko'rsatuvchi sanoq boshi, 3) nuqtaning traektoriya bo'ylab qiladigan $s=f(t)$ harakat qonunlari avvaldan ma'lum bo'lsa, nuqtaning harakati tabiiy usulda beriladi.

Shuni ta'kidlash lozimki (6) dagi S kattalik nuqtaning bosib o'tgan yo'lini emas, balki nuqtaning holatini aniqlaydi. Masalan, nuqta O sanoq boshidan harakatlanib M_1 nuqta kelib, yana iziga qaytib M nuqtaga kelsin. Bunday holda nuqtaning koordinatasi $S = OM$ bo'ladi. Bosib o'tgan yo'li $OM + M_1M$ ga teng bo'ladi.

Harakat vektor usulda berilganda nuqtaning tezligi.

To'g'ri burchakli Dekart koordinatalar sistemasiga nisbatan M nuqta harakatlanayotgan bo'lsin. Nuqta vaqtning t paytida $\vec{r}$ radius-vektor bilan aniqlanuvchi M nuqtada, vaqtning t_1 paytida M_1 holatni egallab, radius – vektori $\vec{r}_1$ bo'lsin (81-rasm, a).

U holda nuqta $\Delta t = t_1 - t$ vaqt oraligida $\overline{MM_1} = \Delta \vec{r}$ ga ko'chadi. OMM₁ uchburchakdan quyidagini yozamiz.

$$\overline{MM_1} = \vec{r}_1 - \vec{r} = \Delta \vec{r}$$

Ko'chish vektori $\Delta \vec{r}$ ni shu ko'chish sodir bo'ladigan Δt vaqtga nisbati nuqtaning mazkur vaqt oraligidagi o'rtacha tezlik vektori deyiladi.

$$\bar{g}_{yp} = \frac{\Delta \vec{r}}{\Delta t} \quad (7)$$

O'rtachatezlikvektori $\bar{g}_{yp}$ $\Delta \vec{r} = \overline{MM_1}$ vektorbo'yichayo'nalganbo'ladi. Δt
vaqtoralig'iqanchakichikqilibolinsa, nuqtaharakatinixarakterlovchi $\bar{g}_{yp}$
kattalikshunchaaniqbo'ladi.
Nuqtaningharakatito'g'risidaaniqxarakteristikagaegabo'lishuchunberilganondaginuqtaningtezligi
tushunchasikiritiladi.

Nuqtao'rtachatezlikvektorining Δt nolga intilgandagilimitinuqtaningberilganondagitezlik
(oniyezlik) vektorideyiladiva $\bar{g}$ bilanbelgilanadi:

$$\bar{g} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} (\bar{g}_{yp}) = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta \vec{r}}{\Delta t} \text{ yoki } \bar{g} = \frac{d\vec{r}}{dt} \quad (8)$$

Demak, nuqtaningtezlikvektoriuningradiusi
vektoridanvaqtbo'yichaolinganbirinchitartiblihosilateng.

Tezlikvektoriningo'lchovbirligi $[g] = \frac{[uzunlik]}{[vaqt]} = \frac{L}{T}$, tezlikasosan $\frac{m}{s}$ yoki $\frac{km}{soat}$ lardao'lchanadi.

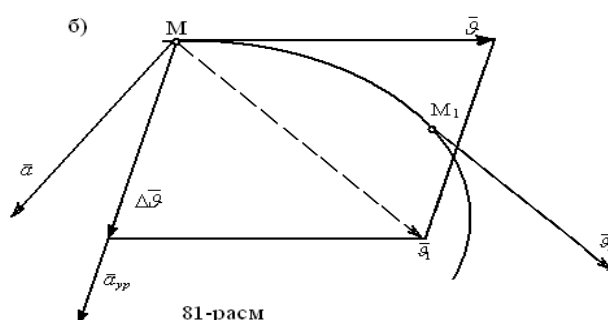
Rectilinear Kinematics. The kinematics of a particle is characterized by specifying, at any given instant, the particle's position, velocity, and acceleration. **Position.** The straight-line path of a particle will be defined using a single coordinate axis s , Fig. 12–1a. The origin O on the path is a fixed point, and from this point the position coordinate s is used to specify the location of the particle at any given instant. The magnitude of s is the distance from O to the particle, usually measured in meters (m) or feet (ft), and the sense of direction is defined by the algebraic sign on s . Although the choice is arbitrary, in this case s is positive since the coordinate axis is positive to the right of the origin. Likewise, it is negative if the particle is located to the left of O . Realize that position is a vector quantity since it has both magnitude and direction. Here, however, it is being represented by the algebraic scalar s , rather than in boldface s , since the direction always remains along the coordinate axis. **Displacement.** The displacement of the particle is defined as the change in its position. For example, if the particle moves from one point to another, Fig. 12–1b, the displacement is Δs . **Velocity.** If the particle moves through a displacement Δs during the time interval Δt , the average velocity of the particle during this time interval is

$$v_{avg} = \frac{\Delta s}{\Delta t}$$

$$v = \frac{ds}{dt}$$

If we take smaller and smaller values of Δt , the magnitude of v_{avg} becomes smaller and smaller. Consequently, the instantaneous velocity is a vector defined as

Harakat vektor usulda berilganda nuqtaning tezlanishi.



Biror vaqt oraligida nuqta tezligi moduli va yo'nalishining o'zgarishini xarakterlovchi kattalikka tezlanish deyiladi. Vaqtning qandaydir t paytida nuqta M holatda bo'lib tezligi $\vec{g}$, vaqtning t_1 paytida nuqta M_1 holatga kelib tezligi $\vec{g}_1$ bo'lsin (81–rasm, 6). $\Delta t = t_1 - t$ vaqt oralig'ida nuqtaning tezligi $\Delta \vec{g} = \vec{g}_1 - \vec{g}$ orttirma oladi. $\Delta \vec{g}$ tezlik orttirmasini aniqlash uchun $\vec{g}_1$ M_1 tezlik vektorini M nuqtaga o'z-o'ziga parallel ko'chirib, $\vec{g}$ va $\vec{g}_1$ tezlik vektorlari asosida parallelogram quramiz.

Parallelogramning ikkinchi tomoni $\Delta \vec{g}$ tezlik orttirmasi bo'lib hisoblanadi. Shuni qayd qilish kerakki, $\Delta \vec{g}$ tezlik vektori doimo traektoriya bo'liq tomoniga qarab yo'nalgan bo'ladi. $\Delta \vec{g}$ tezlik orttirmasini Δt ga nisbati nuqtaning o'rtacha tezlanishi deyiladi:

$$\vec{a}_{yp} = \frac{\Delta \vec{g}}{\Delta t} \quad (9)$$

$\vec{a}_{yp}$ vektorning yo'nalishi $\Delta \vec{g}$ vektorning yo'nalishi bilan bir xil bo'ladi. Nuqtaning o'rtacha tezlanish vektori $\vec{a}_{yp}$ ni Δt nolga intilgandagi limiti nuqtaning berilgan paytdagi tezlanish vektori deyiladi:

$$\vec{a} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta \vec{g}}{\Delta t} \quad \text{yoki} \quad \vec{a} = \frac{d\vec{g}}{dt} = \frac{d^2 \vec{r}}{dt^2} \quad (10)$$

Demak, nuqtaning berilgan paytdagi tezlanish vektori nuqta tezlik vektoridan vaqt bo'yicha olingan birinchi tartibli hosilasiga yoki radius–vektordan vaqt bo'yicha olingan ikkinchi tartibli hosilasiga teng.

Tezlanishning o'lchov birligi $\frac{L}{T^2}$ yoki $\frac{\text{uzunlik}}{(\text{vaqt})^2}$, tezlanish asosan $\frac{m}{s^2}$ da o'lchanadi.

Agar nuqta to'g'ri chiziq bo'ylab harakatlanayotgan bo'lsa tezlanish vektori shu to'g'ri chiziq bo'ylab yo'nalgan bo'ladi. Agar traektoriya egri chiziqdan iborat bo'lsa, tezlanish vektori traektoriya bo'liq tomoniga qarab yo'nalgan bo'ladi.

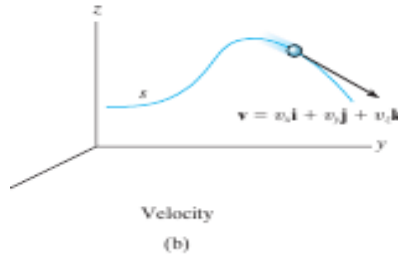
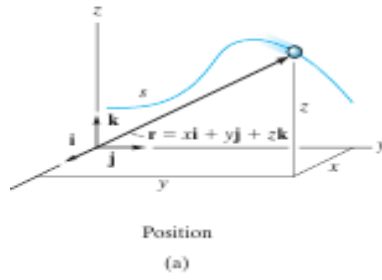


Fig. 12-17

Occasionally the motion of a particle can best be described along a path that can be expressed in terms of its x , y , z coordinates.

Position. If the particle is at point (x, y, z) on the curved path s shown in Fig. 12-17a, then its location is defined by the *position vector*

$$\mathbf{r} = x\mathbf{i} + y\mathbf{j} + z\mathbf{k} \quad (12-10)$$

When the particle moves, the x , y , z components of $\mathbf{r}$ will be functions of time; i.e., $x = x(t)$, $y = y(t)$, $z = z(t)$, so that $\mathbf{r} = \mathbf{r}(t)$.

At any instant the *magnitude* of $\mathbf{r}$ is defined from Eq. B-3 in Appendix B as

$$r = \sqrt{x^2 + y^2 + z^2}$$

And the *direction* of $\mathbf{r}$ is specified by the unit vector $\mathbf{u}_r = \mathbf{r}/r$.

Velocity. The first time derivative of $\mathbf{r}$ yields the velocity of the particle. Hence,

$$\mathbf{v} = \frac{d\mathbf{r}}{dt} = \frac{d}{dt}(x\mathbf{i}) + \frac{d}{dt}(y\mathbf{j}) + \frac{d}{dt}(z\mathbf{k})$$

When taking this derivative, it is necessary to account for changes in *both* the magnitude and direction of each of the vector's components. For example, the derivative of the $\mathbf{i}$ component of $\mathbf{r}$ is

$$\frac{d}{dt}(x\mathbf{i}) = \frac{dx}{dt}\mathbf{i} + x\frac{d\mathbf{i}}{dt}$$

The second term on the right side is zero, provided the x , y , z reference frame is *fixed*, and therefore the *direction* (and the *magnitude*) of $\mathbf{i}$ does not change with time. Differentiation of the $\mathbf{j}$ and $\mathbf{k}$ components may be carried out in a similar manner, which yields the final result,

$$\mathbf{v} = \frac{d\mathbf{r}}{dt} = v_x\mathbf{i} + v_y\mathbf{j} + v_z\mathbf{k} \quad (12-11)$$

where

$$v_x = \dot{x} \quad v_y = \dot{y} \quad v_z = \dot{z} \quad (12-12)$$

The “dot” notation $\dot{x}$, $\dot{y}$, $\dot{z}$ represents the first time derivatives of $x = x(t)$, $y = y(t)$, $z = z(t)$, respectively.

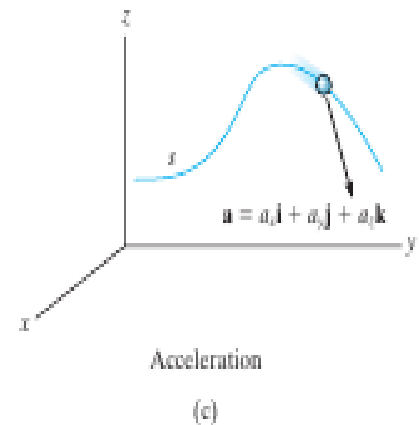
The velocity has a *magnitude* that is found from

$$v = \sqrt{v_x^2 + v_y^2 + v_z^2}$$

and a *direction* that is specified by the unit vector $\mathbf{u}_v = \mathbf{v}/v$. As discussed in Sec. 12.4, this direction is *always tangent to the path*, as shown in Fig. 12-17b.

Acceleration. The acceleration of the particle is obtained by taking the first time derivative of Eq. 12-11 (or the second time derivative of Eq. 12-10). We have

$$\mathbf{a} = \frac{d\mathbf{v}}{dt} = a_x\mathbf{i} + a_y\mathbf{j} + a_z\mathbf{k} \quad (12-13)$$



where

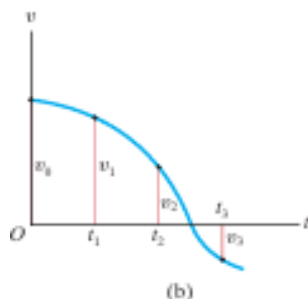
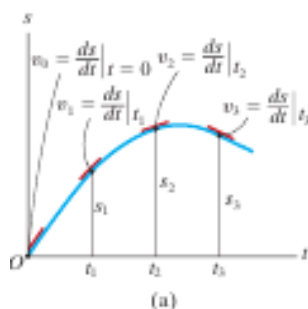


Fig. 12-7

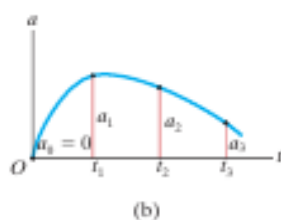
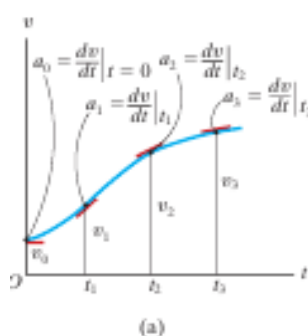


Fig. 12-8

12.3 Rectilinear Kinematics: Erratic Motion

When a particle has erratic or changing motion then its position, velocity, and acceleration *cannot* be described by a single continuous mathematical function along the entire path. Instead, a series of functions will be required to specify the motion at different intervals. For this reason, it is convenient to represent the motion as a graph. If a graph of the motion that relates any two of the variables s, v, a, t can be drawn, then this graph can be used to construct subsequent graphs relating two other variables since the variables are related by the differential relationships $v = ds/dt$, $a = dv/dt$, or $a ds = v dv$. Several situations occur frequently.

The s - t , v - t , and a - t Graphs. To construct the v - t graph given the s - t graph, Fig. 12-7a, the equation $v = ds/dt$ should be used, since it relates the variables s and t to v . This equation states that

$$\frac{ds}{dt} = v$$

slope of s - t graph = velocity

For example, by measuring the slope on the s - t graph when $t = t_1$, the velocity is v_1 , which is plotted in Fig. 12-7b. The v - t graph can be constructed by plotting this and other values at each instant.

The a - t graph can be constructed from the v - t graph in a similar manner, Fig. 12-8, since

$$\frac{dv}{dt} = a$$

slope of v - t graph = acceleration

Examples of various measurements are shown in Fig. 12-8a and plotted in Fig. 12-8b.

If the s - t curve for each interval of motion can be expressed by a mathematical function $s = s(t)$, then the equation of the v - t graph for the same interval can be obtained by differentiating this function with respect to time since $v = ds/dt$. Likewise, the equation of the a - t graph for the same interval can be determined by differentiating $v = v(t)$ since $a = dv/dt$. Since differentiation reduces a polynomial of degree n to that of degree $n - 1$, then if the s - t graph is parabolic (a second-degree curve), the v - t graph will be a sloping line (a first-degree curve), and the a - t graph will be a constant or a horizontal line (a zero-degree curve).

NAZORAT SAVOLLARI:

1. Kinematika deb nimaga aytiladi?
2. Fazo nima?
3. Vaqt qanday kattalik?
4. Ko'chish deb nimaga aytiladi?
5. Harakat deb nimaga aytiladi?
6. Kinematikaning asosiy masalasi nima?
7. Harakat vektor usulda qanday ifodalanadi?
8. Harakat koordinata usulda qanday ifodalanadi?
9. Harakat tabiiy usulda qanday ifodalanadi?
10. Harakat vektor usulda berilganda nuqtaning tezligi formulasi qanday ifodalanadi?



As the boy swings upward with a velocity $\mathbf{v}$, his motion can be analyzed using n - t coordinates. As he rises, the magnitude of his velocity (speed) is decreasing, and so a_t will be negative. The rate at which the direction of his velocity changes is a_n , which is always positive, that is, towards the center of rotation. (© R.C. Hibbeler)

To better understand these results, consider the following two special cases of motion.

1. If the particle moves along a straight line, then $\rho \rightarrow \infty$ and from Eq. 12-20, $a_n = 0$. Thus $a = a_t = \dot{v}$, and we can conclude that the *tangential component of acceleration represents the time rate of change in the magnitude of the velocity*.
2. If the particle moves along a curve with a constant speed, then $a_t = \dot{v} = 0$ and $a = a_n = v^2/\rho$. Therefore, the *normal component of acceleration represents the time rate of change in the direction of the velocity*. Since $\mathbf{a}_n$ always acts towards the center of curvature, this component is sometimes referred to as the *centripetal* (or center seeking) acceleration.

As a result of these interpretations, a particle moving along the curved path in Fig. 12-25 will have accelerations directed as shown.

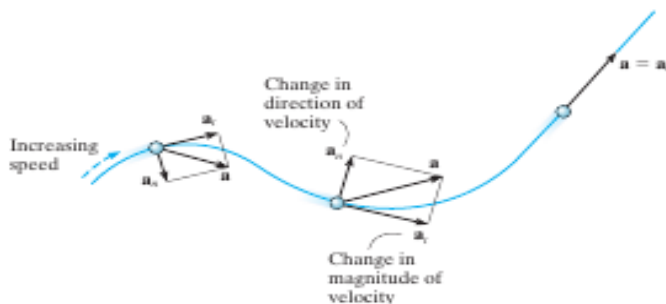


Fig. 12-25

Three-Dimensional Motion. If the particle moves along a space curve, Fig. 12-26, then at a given instant the t axis is uniquely specified; however, an infinite number of straight lines can be constructed normal to the tangent axis. As in the case of planar motion, we will choose the positive n axis directed toward the path's center of curvature O' . This axis is referred to as the *principal normal* to the curve. With the n and t axes so defined, Eqs. 12-15 through 12-21 can be used to determine $\mathbf{v}$ and $\mathbf{a}$. Since $\mathbf{u}_t$ and $\mathbf{u}_n$ are always perpendicular to one another and lie in the osculating plane, for spatial motion a third unit vector, $\mathbf{u}_b$, defines the *binormal axis* b which is perpendicular to $\mathbf{u}_t$ and $\mathbf{u}_n$, Fig. 12-26.

Since the three unit vectors are related to one another by the vector cross product, e.g., $\mathbf{u}_b = \mathbf{u}_t \times \mathbf{u}_n$, Fig. 12-26, it may be possible to use this relation to establish the direction of one of the axes, if the directions of the other two are known. For example, no motion occurs in the $\mathbf{u}_b$ direction, and if this direction and $\mathbf{u}_t$ are known, then $\mathbf{u}_n$ can be determined, where in this case $\mathbf{u}_n = \mathbf{u}_b \times \mathbf{u}_t$, Fig. 12-26. Remember, though, that $\mathbf{u}_n$ is always on the concave side of the curve.

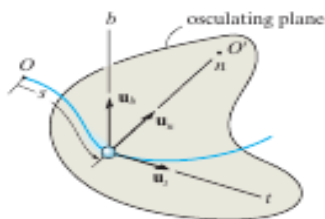


Fig. 12-26

6- MA'RUZA.

QATTIQ JISM KINEMATIKASI. QATTIQ JISMNING ENG SODDA HARAKATLARI. QATTIQ JISMNING ILGARILANMA HARAKATI. ILGARILANMA HARAKATDAGI JISM NUQTALARINING HARAKAT IZLARI, TEZLIKLARI VA TEZLANISHLARI HAQIDAGI TEOREMA.

REJA:

1. Qattiq jismning sodda harakatlari
2. Qattiq jismning ilgarilanma harakati.

Adabiyotlar: 3, 4, 8, 9, 11, 12.

Tayanch iboralar: ilgarilanma harakat, absolyut qattiq jism, aylanma harakat, aylanish o'qi, aylanma harakat tenglamasi, burilish burchagi, burchak tezlik, burchak tezlanish, aylanma harakat qilayotgan nuqtaning tezligi, aylanma harakat qilayotgan nuqtaning tezlanishi, aylanma harakat qilayotgan nuqtaning tezlik va tezlanish vektorlari.

1.Qattiq jismning sodda harakatlari

Kinematikada statikadagidek qattiq jismni mutlaq qattiq jism deb qaraladi. Jismning istalgan ikki nuqtasining oralig'i hamma vaqt o'zgarmasdan qolsa, bunday qattiq jismga mutlaq qattiq jism deyiladi. Bundan buyon jism yoki qattiq jism deganda mutlaq qattiq jism tushuniladi. Qattiq jism harakatini kinematik o'rganish bu harakatlanayotgan jismni harakat tenglamalarini tuzish va harakatni xarakterlaydigan kinematik xarakteristikalarini o'rganishdan iborat bo'ladi. Butun jismning harakatlanishi kinematik elementlari: harakat qonuni, tezlik va tezlanishlari ma'lum bo'lgandan keyin jism bo'laklarining harakati o'rganiladi. Jismni tashkil etuvchi bo'laklarning xarakterlariga xos bo'lgan qonuniyatlar aniqlanadi.

Odatda qattiq jism harakatini o'rganish uning sodda harakatlarini o'rganishdan boshlanadi. Jismning ilgariylanma va qo'zg'almas o'q atrofidagi aylanma harakatlariga jismning sodda yoki asosiy harakatlari deyiladi. Jismning har qanday murakkab harakatlarini shu ikki harakatdan tashkil topgan deb qaraladi.

2. Qattiq jismning ilgariylanma harakati.

Barcha qattiq jismlarni kinematikada ham statikadagi kabi absolyut qattiq jism deb qaraladi. Qattiq jism kinematikasida uchraydigan masalalar ikki qismga bo'linadi:

1) butun jismning harakati va bu harakatning kinematik xarakteristikalarini aniqlash;

2) jism har bir nuqtasining harakatini o'rganish.

Dastlab qattiq jismning ilgariylanma harakatini o'rganishdan boshlaymiz.

Jismda olingan har qanday kesma jism harakati davomida hamma vaqt o'z – o'ziga parallel ko'chsa., jismning bunday harakatiga ilgariylanma harakat deyiladi.

Ilgariylanma harakatni to'g'ri chiziqli harakat bilan almashtirmaslik kerak. Masalan, to'g'ri chiziqli relsda harakatlanayotgan vagon kuzovining harakati ilgariylanma harakat bo'lib kuzov nuqtalarining traektoriyalari to'g'ri chiziqdan iborat.

AB sparnik O_1A va O_2B krivoshiplar atrofida aylanishi natijasida ilgariylanma harakat qiladi. AB sparnik hamma vaqt o'z–o'ziga parallel ko'chadi. Sparnikning A va B nuqtalari markazlari O_1 , O_2 nuqtalarda yotgan aylanalar chizadi. Bu holda sparnikning nuqtalari aylana bo'ylab harakat qiladi (90- rasm).

Ilgariylanma harakatning xossalari quyidagi teoremdan aniqlanadi.

Teorema. Ilgariylanma harakatdagi jismning hamma nuqtalari bir xil traektoriya chizadi va har onda moduli va yo'nalishi bir xil bo'lgan tezlik va tezlanishlarga ega bo'ladi.

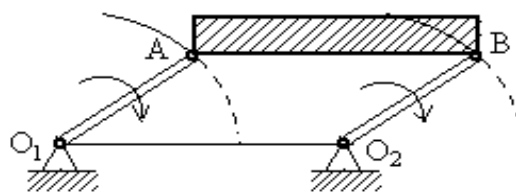
Isbot. Teoremani isbotlash uchun $Oxyz$ koordinata sistemasiga nisbatan ilgariylanma harakat qilayotgan qattiq jismni ko'rib chiqamiz. Qattiq jismdan ixtiyoriy ikkita A va B nuqtalarni olamiz. Vaqtning t paytida ularning holatlari tegishli $\vec{r}_A$ va $\vec{r}_B$ radius – vektorlar orqali aniqlansin (91-rasm). Bu nuqtalarni tutashtiruvchi $\vec{AB}$ vektorni o'tkazamiz, u holda

$$\vec{r}_B = \vec{r}_A + \vec{AB} \quad (27)$$

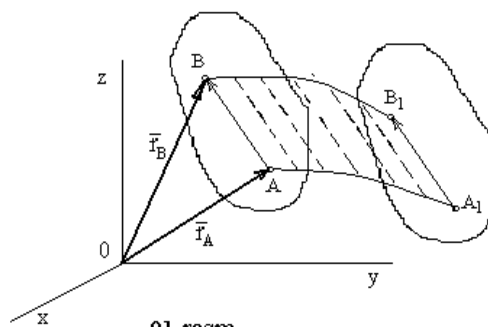
Qattiq jism absolyut qattiq jism bo'lganligi uchun

$\vec{AB}$ - vektor o'zgarmas kattalik, shuningdek qattiq jism ilgariylanma harakatlanayotgani uchun uning

yo'nalishi ham o'zgarmaydi. Shunday qilib qattiq jism harakatlanayotganida $\vec{AB}$ vektor



90-rasm



91-rasm

o'zgarmaydi ($\overline{AB} = \text{const}$). Demak A va B nuqtalarning traektoriyalari bir hil egri chiziqdan iborat. A va B nuqtalarning tezliklarini topish uchun (35) tenglikning har ikkala tomonidan vaqt bo'yicha hosila olamiz:

$$\frac{d\vec{r}_B}{dt} = \frac{d\vec{r}_A}{dt} + \frac{d(\overline{AB})}{dt}$$

$\overline{AB}$ o'zgarmas bo'lgani uchun uning hosilasi nolga teng. $\vec{r}_A$ va $\vec{r}_B$ radius – vektorlarning vaqt bo'yicha olingan hosilalari A va B nuqtalar tezliklarini beradi, ya'ni

$\vec{g}_A = \vec{g}_B$ Vaqtning istalgan payti uchun A va B nuqtalarning tezliklarining moduli va yo'nalishi bir hil bo'ladi. Oxirgi tenglikning har ikkala tomonidan vaqt bo'yicha hosila olamiz.

$$\frac{d\vec{g}_A}{dt} = \frac{d\vec{g}_B}{dt} \quad \text{yoki} \quad \vec{a}_A = \vec{a}_B$$

Demak, vaqtning istalgan paytida A va B nuqtalar tezlanishlarining modullari ham yo'nalishlari ham bir xil bo'ladi.

C14-1. The roller coaster is momentarily at rest at A. Determine the approximate normal force it exerts on the track at B. Also determine its approximate acceleration at this point. Use numerical data, and take scaled measurements from the photo with a known height at A.



Prob. C14-1 (© R.C. Hibbeler)

C14-2. As the large ring rotates, the operator can apply a braking mechanism that binds the cars to the ring, which then allows the cars to rotate with the ring. Assuming the passengers are not belted into the cars, determine the smallest speed of the ring (cars) so that no passenger will fall out. When should the operator release the brake so that the cars can achieve their greatest speed as they slide freely on the ring? Estimate the greatest normal force of the seat on a passenger when this speed is reached. Use numerical values to explain your answer.



C14-3. The woman pulls the water balloon launcher back, stretching each of the four elastic cords. Estimate the maximum height and the maximum range of a ball placed within the container if it is released from the position shown. Use numerical values and any necessary measurements from the photo. Assume the unstretched length and stiffness of each cord is known.



Prob. C14-3 (© R.C. Hibbeler)

C14-4. The girl is momentarily at rest in the position shown. If the unstretched length and stiffness of each of the two elastic cords is known, determine approximately how far the girl descends before she again becomes momentarily at rest. Use numerical values and take any necessary measurements from the photo.



A va B nuqtalar ixtiyoriy tanlangan edi. Olingan natijalar shuni ko'rsatadiki vaqtning istalgan paytida jismning barcha nuqtalarining traektoriyalari, shuningdek tezlik va tezlanishlari bir xil bo'ladi. Shunday qilib teorema isbotlandi. Teoremadan yana shu narsani bilib olish mumkinki, qattiq jismning ilgarilanma harakatini uning bitta nuqtasi harakati orqali aniqlab olish mumkin. Yana shu narsani ta'kidlash lozimki, tezlik va tezlanish tushunchalari faqat jismning ilgarilanma

harakati uchun ta'luqli. Qolgan barcha hollar uchun qattiq jism nuqtalari turli xil tezlik va tezlanishlar bilan harakatlanadi. Qattiq jismning bunday harakatlarida "jismning tezligi", yoki "jismning tezlanishi" degan terminlar mazmunini yo'qotadi.

Takrorlash uchun savollar

1. Qattiq jismning qanday harakati ilgariylanma deyiladi?
2. Jismni ilgariylanma harakatida uning nuqtalari trayektoriyasi aylanadan iborat bo'lishi mumkinmi?
3. Qattiq jismning ilgariylanma harakati qanday xossalarga ega?

7– MA'RUZA.

QATTIQ JISMNING QO'ZG'ALMAS O'Q ATROFIDAGI AYLANMA HARAKATI. AYLANMA HARAKAT TENGLAMASI. JISMNING BURCHAK TEZLIGI VA BURCHAK TEZLANISHI. QO'ZG'ALMAS O'Q ATROFIDA AYLANUVCHI JISM NUQTASINING TEZLIK VA TEZLANISHI.

REJA:

1. Qattiq jismning qo'zg'almas o'q atrofidagi aylanma harakati. Burchak tezlik. Burchak tezlanish.
2. Aylanma harakat qilayotgan nuqtaning tezligi.
3. Aylanma harakat qilayotgan nuqtaning tezlanishi.
4. Aylanma harakat qilayotgan nuqtaning tezlik va tezlanish vektorlari

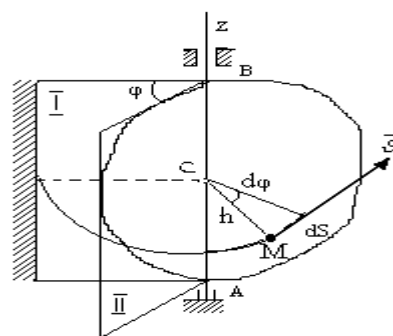
Adabiyotlar: 3, 4, 8, 9, 11, 12.

Tayanch iboralar: ilgariylanma harakat, absolyut qattiq jism, aylanma harakat, aylanish o'qi, aylanma harakat tenglamasi, burilish burchagi, burchak tezlik, burchak tezlanish, aylanma harakat qilayotgan nuqtaning tezligi, aylanma harakat qilayotgan nuqtaning tezlanishi, aylanma harakat qilayotgan nuqtaning tezlik va tezlanish vektorlari.

1. Qattiq jismning qo'zg'almas o'q atrofida aylanma harakati.

Qattiq jismning qandaydir ikkita nuqtasi uning harakati davomida qo'zg'almasdan qolsa, bunday harakatga qo'zg'almas o'q atrofidagi aylanma harakat deyiladi. Qo'zg'almas A va B nuqtalar orqali o'tuvchi AB to'g'ri chiziqqa aylanish o'qi deyiladi. Aylanma harakatda qattiq jismning o'q ustida yotgan barcha nuqtalari qo'zg'almas bo'ladi. Jismning qolgan barcha nuqtalari, aylanish o'qiga perpendikulyar tekislikda markazi aylanish o'qida yotgan aylanalar chizadi. Aylanma harakat qilayotgan jismning holatini aniqlash uchun aylanish o'qi orqali qo'zg'almas I tekislik, qattiq jismga biriktirilgan va u bilan birgalikda aylanuvchi II tekislikni o'tqazamiz (92-rasm). Qattiq jismni vaqtning istalgan paytdagi holati tekisliklar orasidagi burilish burchagi deb ataluvchi φ burchak orqali aniqlanadi. φ burchak musbat yoki manfiy ishorada bo'lishi mumkin. Az o'qning musbat uchidan qaraganimizda qattiq jism o'q atrofida soat mili aylanishiga teskari yo'nalishda aylansa, burilish burchagi musbat, aks holda manfiy ishorada olinadi.

Burilish burchagi φ -radianlarda o'lchanadi. Jismni vaqtning istalgan paytidagi holatini aniqlash uchun burilish burchagi φ ning t vaqtga bog'liqligini bilish zarur, ya'ni: $\varphi = f(t)$ (28) qattiq jismning qo'zg'almas o'q atrofidagi aylanma harakati tenglamasi.



92-rasm

Qattiq jism aylanma harakatining kinematik karakteristikalarini aniqlashga o'tamiz. Vaqtning t paytidagi burilish burchagi φ bo'lib, vaqtning $t_1 = t + \Delta t$ paytida burilish burchagi $\varphi_1 = \varphi + \Delta\varphi$ ga teng bo'lsin. Qattiq jism Δt vaqt oralig'ida $\Delta\varphi$ burchakka buriladi. Burilish burchagi $\Delta\varphi$ ning Δt ga nisbati o'rtacha burchak tezlik deyiladi.

$$\omega_{yp} = \frac{\Delta\varphi}{\Delta t}$$

Jismning qo'zg'almas o'q atrofidagi aylanma harakatining berilgan ondagi burchak tezligini topish uchun o'rtacha burchak tezligining Δt nolga intilgandagi limitini olamiz.

$$\omega = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta\varphi}{\Delta t} = \frac{d\varphi}{dt} \quad (29)$$

Shunday qilib, jismning burchak tezligi burilish burchagidan vaqt bo'yicha olingan birinchi hosilasiga teng. Qattiq jism o'q atrofida soat mili aylanishiga teskari yo'nalishda aylanayotgan bo'lsa $\omega > 0$, soat mili aylanishi bo'yicha aylanayotgan bo'lsa $\omega < 0$ bo'ladi. burchak tezligining o'lchami $\frac{1}{T}$ yoki $\frac{1}{vaqt}$.

O'lchov birligi yoki $\frac{1}{s}(s^{-1})$ chunki radian o'lchamsiz kattalik.

Burchak tezlik vektor ko'rinishda ifodalanadi. Uning moduli $|\vec{\omega}|$ ga teng. Burchak tezlik vektori jismning aylanish o'qi bo'ylab yo'nalgan va uning musbat yo'nalishidan qaralganda aylanish soat mili aylanishiga teskari yo'nalgan bo'ladi (93 – rasm).

Burchak tezlanish burchak tezligini vaqtga bog'liq ravishda o'zgarishini xarakterlovchi kattalik.

Vaqtning t paytida jismning burchak tezligi ω vaqtning $\Delta t = t_1 + \Delta t$ paytida burchak tezligi ω_1 bo'lsin $\Delta t = t_1 - t$ vaqt oralig'ida jism burchak tezligi ortirmasa $\Delta\omega = \omega_1 - \omega$ ga teng bo'ladi. $\Delta\omega$ ning Δt ga nisbati jismning shu vaqttdagi o'rtacha burchak tezlanishi deyiladi.

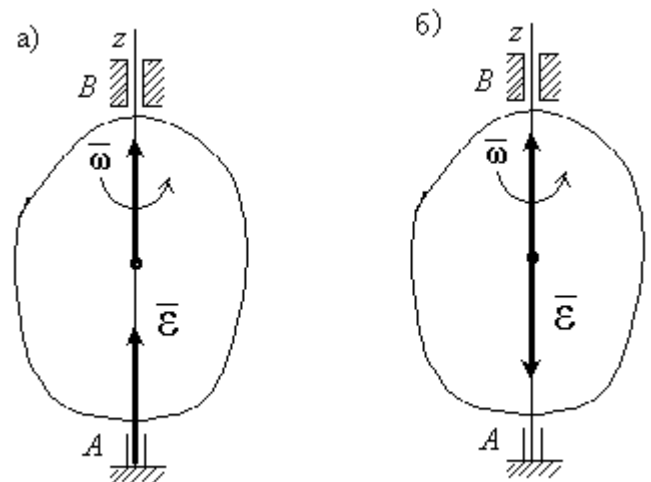
$$\varepsilon_{yp} = \frac{\Delta\omega}{\Delta t}$$

O'rtacha burchak tezlanishining Δt nolga intilgandagi limiti jismning berilgan ondagi burchak tezlanishi deyiladi.

$$\varepsilon = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta\omega}{\Delta t} = \frac{d\omega}{dt} \quad (29) \text{ nie'tiborgaolsak } \varepsilon = \frac{d\omega}{dt} = \frac{d^2\varphi}{dt^2} \quad (30) \text{ ko'rinishdayoziladi.}$$

Shundayqilibjismningberilganondagiburchaktezlanishiburchaktezligidanvaqtbo'yichaolin ganbirinchihosilasiga, burilishburchagidanvaqtbo'yichaolinganikkinchihosilasigateng. O'lchami

$$\frac{1}{T^2} \text{ yoki } \frac{1}{vakt^2}, \text{ o'lchovbirligi } \frac{[pa\partial]}{s^2} \text{ yoki } \frac{1}{s^2} \quad (s^{-2})$$



93-rasm

Agar vaqto'tish bilan burchak tezligining moduli ortib borsa, jismning aylanish tezlanuvchan aylanma harakat, kamayaborsa, sekinlanuvchan aylanma harakat bo'ladi. ω va ε bir hilishoradabo'lsa aylanma harakat tezlanuvchan, har hilishoradasekinlanuvchan bo'ladi.

Burchak tezlanishi ham vektorko'rinishda ifodalanadi. Bu holda u quyidagicha ifodalanadi.

$$\bar{\varepsilon} = \frac{d\bar{\omega}}{dt} \quad (31)$$

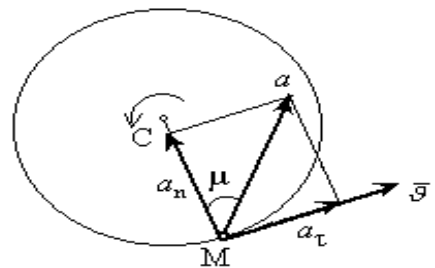
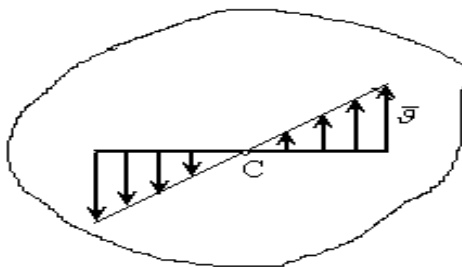
Agar jism tezlanuvchan aylanayotgan bo'lsa $\bar{\varepsilon}$ va $\bar{\omega}$ vektorlar bir tomonga yo'nalgan bo'ladi sekinlanuvchan aylanma harakatda esa $\bar{\varepsilon}$ va $\bar{\omega}$ vektorlari qarama – qarshi tomonga yo'nalgan bo'ladi (93-rasm, 6).

2. Aylanma harakat qilayotgan jism nuqtasining tezligi.

Qattiq jismning aylanish o'qidan h masofada joylashgan M nuqtasini ko'rib chiqamiz (94-rasm). Jism aylanma harakatlanayotganida, M nuqta aylanish o'qiga perpendikulyar tekislikda radiusi h ga teng bo'lgan markazi aylanish o'qida yotgan aylana chizadi. Jism dt vaqt oralig'ida $d\varphi$ burchakka burilsa, M nuqta aylana bo'ylab harakatlanib $ds = h d\varphi$ yoy koordinatasini o'tadi. U holda nuqtaning tezligi quyidagicha aniqlanadi.

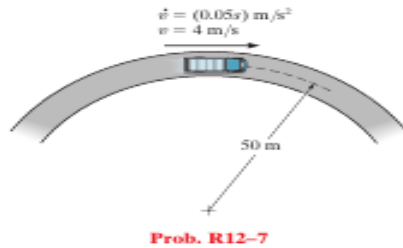
$$g = \frac{ds}{dt} = h \frac{d\varphi}{dt} \quad \text{yoki} \quad g = h\omega \quad (37)$$

Ayrim hollarda $\bar{g}$ tezlikni chiziqli tezlik deb ham ataydilar. Shunday qilib, aylanma harakat qilayotgan qattiq jism nuqtasining tezligi miqdor jihatdan jism burchak tezligini aylanish o'qidan nuqtagacha bo'lgan masofaga bo'lgan ko'paytmaga teng. Nuqtaning chiziqli tezligi nuqta chizayotgan aylanaga harakat yo'nalishi bo'yicha o'tkazilgan urinma bo'ylab yo'naladi. Jism barcha nuqtalarining burchak tezliklari har onda o'zaro teng bo'ladi. Shu sababli qo'zg'almas



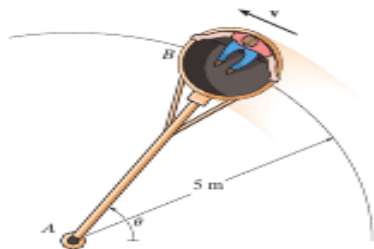
o'q atrofida aylanuvchi jism nuqtalarining chiziqli tezliklari mazkur nuqtalardan aylanish o'qiga bo'lgan masofalarga proporsional bo'ladi (94-rasm).

R12-7. The truck travels in a circular path having a radius of 50 m at a speed of $v = 4$ m/s. For a short distance from $s = 0$, its speed is increased by $\dot{v} = (0.05s)$ m/s², where s is in meters. Determine its speed and the magnitude of its acceleration when it has moved $s = 10$ m.



Prob. R12-7

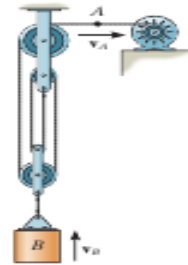
R12-8. Car B turns such that its speed is increased by $(a_t)_B = (0.5e^t)$ m/s², where t is in seconds. If the car starts from rest when $\theta = 0^\circ$, determine the magnitudes of its velocity and acceleration when $t = 2$ s. Neglect the size of the car.



Prob. R12-8

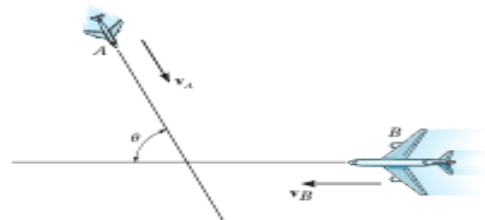
R12-9. A particle is moving along a circular path of 2-m radius such that its position as a function of time is given by $\theta = (5t^2)$ rad, where t is in seconds. Determine the magnitude of the particle's acceleration when $\theta = 30^\circ$. The particle starts from rest when $\theta = 0^\circ$.

R12-10. Determine the time needed for the load at B to attain a speed of 8 m/s, starting from rest, if the cable is drawn into the motor with an acceleration of 0.2 m/s².



Prob. R12-10

R12-11. Two planes, A and B , are flying at the same altitude. If their velocities are $v_A = 600$ km/h and $v_B = 500$ km/h such that the angle between their straight-line courses is $\theta = 75^\circ$, determine the velocity of plane B with respect to plane A .



Prob. R12-11

3. Aylanma harakat qilayotgan jism nuqtasining tezlanishi.

M nuqtaning tezlanishini $a_t = \frac{d\mathcal{G}}{dt}$ va $a_n = \frac{\mathcal{G}^2}{\rho}$ formulalar yordamida aniqlaymiz. $\rho = h$ deb olib, $\mathcal{G}$ tezlikning (37) tenglikdagi qiymatini yuqoridagi tengliklarga qo'yib, quyidagilarni hosil qilamiz. $a_t = h \frac{d\omega}{dt}$, $a_n = \frac{h^2 \omega^2}{h}$ yoki $a_t = h\varepsilon$, $a_n = h\omega^2$ (38)

Urinma tezlanish $\bar{a}_t$ nuqtaning traektoriyasiga urinma bo'ylab yo'nalgan bo'ladi (tezlanuvchan aylanma harakatda nuqtaning harakat yo'nalishi bilan, sekinlanuvchan aylanma harakatda esa unga teskari yo'nalgan bo'ladi); normal tezlanish $\bar{a}_n$ doimo MC radius bo'ylab aylanish o'qi tomon yo'nalgan bo'ladi (95-rasm). M nuqtaning to'liq tezlanishi va yo'nalishi quyidagi ifodalar yordamida aniqlanadi.

$$a = \sqrt{a_t^2 + a_n^2} \quad \text{yoki} \quad a = h\sqrt{\varepsilon^2 + \omega^4} \quad (39)$$

$$\text{tg} \mu = \frac{a_t}{a_n} = \frac{\varepsilon}{\omega^2} \quad (40)$$

4. Aylanma harakat qilayotgan qattiq jism nuqtasining tezlik va tezlanish vektori.

M nuqtani AB aylanish o'qida yotgan O nuqta bilan tutashtirib $\vec{r}$ radius-vektorini o'tkazamiz 96- rasmdan quyidagini yozamiz.

$h = r \sin \alpha$ tenglikni (37) ga qo'yamiz.

$$|\vec{g}| = |\vec{\omega}|h = |\vec{\omega}|r \sin \alpha$$

Yoki $|\vec{g}| = |\vec{\omega} \times \vec{r}|$

$[\vec{\omega} \times \vec{r}]$ vektorning moduli M nuqtaning tezligi moduliga teng $[\vec{\omega} \times \vec{r}]$ vektor bilan $\vec{g}$ vektorning yo'nalishi ustma – ust tushadi, demak

$$\vec{g} = \vec{\omega} \times \vec{r} \quad (41)$$

Aylanma harakat qilayotgan jismning istalgan nuqtasining tezlik vektori jismning burchak tezligi bilan shu nuqta radius–vektorining vektorial ko'paytmasiga teng. (41) formulaga Eyler formulasi deyiladi. (41) tenglikning har ikkala tomonidan vaqt bo'yicha hosila olamiz.

$$\frac{d\vec{g}}{dt} = \left(\frac{d\vec{\omega}}{dt} \times \vec{r} \right) + \left(\vec{\omega} \times \frac{d\vec{r}}{dt} \right) \quad \text{yoki} \quad \vec{a} = (\vec{\varepsilon} \times \vec{r}) + (\vec{\omega} \times \vec{g}) \quad (42)$$

(42) tenglama aylanma harakat qilayotgan jism ixtiyoriy nuqtasining tezlanish vektorini aniqlash formulasi. (42) tenglikning o'ng tomonidagi birinchi qavs urinma tezlanish, ikkinchi qavs esa normal tezlanish ekanligini e'tiborga olsak quyidagini hosil qilamiz:

$$\vec{a}_\tau = \vec{\varepsilon} \times \vec{r} \quad \text{va} \quad \vec{a}_n = \vec{\omega} \times \vec{g}$$

22 – masala. Barabanga o'ralgan AB ipning uchiga osilgan A yuk tinch holatdan tekis tezlanuvchan harakatlanib pastga tushishi natijasida, baraban aylanma harakatga keladi. 3 s ichida baraban 9 marta aylanadi. Barabanning diametri $D=30$ sm bo'lsa 5 – s oxirida baraban chetidagi nuqtani va A yukning tezligi va tezlanishini aniqlang (97 – rasm). Yechish.

Masalani shartiga ko'ra $\varphi_0 = 0$: $\omega_0 = 0$ u holda tekis tezlanuvchan harakat tenglamasi quyidagi ko'rinishda bo'ladi

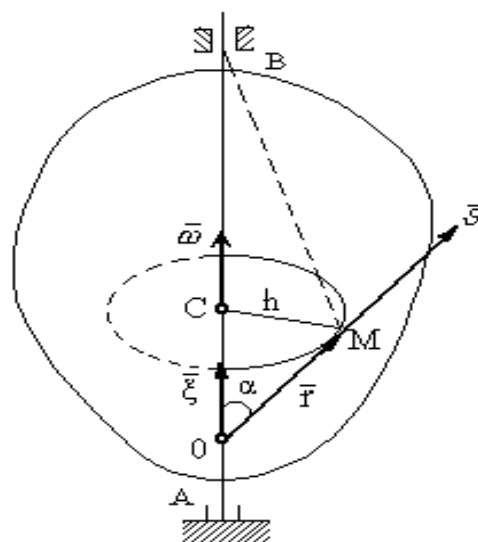
$$\varphi = \frac{\varepsilon t^2}{2}; \quad (1) \quad \omega = \varepsilon t \quad (2)$$

$t=3$ s ichida baraban $\varphi = 9$ marta aylanganligi uchun (1)

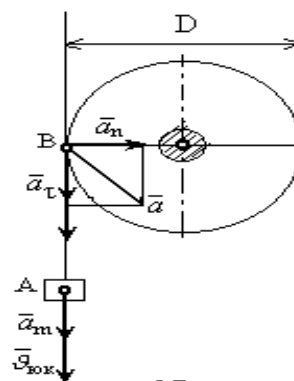
dan $\varepsilon = \frac{2\varphi}{t^2} = \frac{2 \cdot 9}{9} = 2 \frac{a\ddot{u}}{c^2} = 4\pi s^{-2}$ 5 s oxirida barabanning

burchak tezligi $\omega = 4\pi \cdot 5 = 20\pi s^{-1}$ Barabanning B nuqtasining tezligi yukning tezligiga teng bo'ladi.

$$g = R\omega = 0,15 \cdot 20\pi = 9,42 \frac{m}{s}$$



96- rasm



97- rasm

Yukning tezlanishi B nuqtaning urinma tezlanishiga teng. $a_z = R\varepsilon = 0,15 \cdot 4\pi = 1,88 \frac{m}{s^2}$

B nuqtaning normal tezlanishi $a_r = R\varpi^2 = 0,15 \cdot 400\pi^2 = 591,6 \frac{m}{s^2}$

B nuqtaning to'liq tezligi $a = \sqrt{a_r^2 + a_n^2} = \sqrt{1,88^2 + 591,6^2} \approx 591,6 \frac{m}{s^2}$

23 – masala. $n=90 \frac{ay}{min}$ burchak tezlik bilan aylanayotgan val dvigatel o'chirilgandan so'ng tekis sekinlanuvchan harakatlanib $t_1=40$ s dan so'ng to'xtaydi. Shu vaqt oralig'ida val necha marta aylangan.

Yechish. Val tekis sekinlanuvchan aylanaga harakat qilayotganligi sababli $\varphi_0 = 0$, u holda

$$\varphi = \omega_0 t + \frac{\varepsilon t^2}{2} : \quad \omega = \omega_0 + \varepsilon t \quad (1)$$

Valning dvigatel o'chirilishida qanday burchak tezlik bilan aylanayotgan bo'lsa, shu burchak tezlik uning boshlang'ich burchak tezligidan iborat bo'ladi, ya'ni:

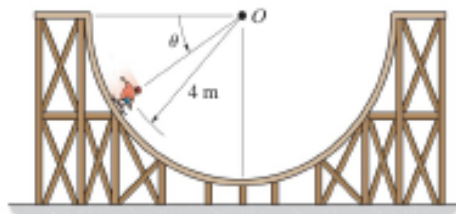
$$\omega_0 = \frac{\pi n}{30}$$

Valning to'xtash $t=t_1$ paytdagi burchak tezligi $\omega = 0$ bo'ladi. U holda (1) ning ikkinchi tengligi quyidagi ko'rinishni oladi.

$$0 = \frac{\pi n}{30} + \varepsilon t, \quad \text{bundan} \quad \varepsilon = -\frac{\pi n}{30 \cdot t_1}$$

Dvigatel o'chirilgandan so'ng valning aylanishlar sonini N bilan belgilaymiz (n bilan N ni aralashtirib yubormaslik kerak. n– valning burchak tezligi), u holda valning shu paytdagi burilish burchagi $\varphi_1 = 2\pi N$. ε va φ_1 larning bu qiymatlarini (1) ning birinchi tengligiga

$$\text{qo'yamiz. } 2\pi N = \left(\frac{\pi n}{30} \right) t_1 - \left(\frac{\pi n}{60} \right) t_1 = \frac{\pi n}{60} t_1 \quad \text{bundan} \quad N = \frac{\pi t_1}{120} = 30 \text{ ayl}$$



The 60-kg skateboarder in Fig. 13–15a coasts down the circular track. If he starts from rest when $\theta = 0^\circ$, determine the magnitude of the normal reaction the track exerts on him when $\theta = 60^\circ$. Neglect his size for the calculation.

SOLUTION

Free-Body Diagram. The free-body diagram of the skateboarder when he is at an arbitrary position θ is shown in Fig. 13–15b. At $\theta = 60^\circ$ there are three unknowns, N_r , a_t , and a_n (or v).

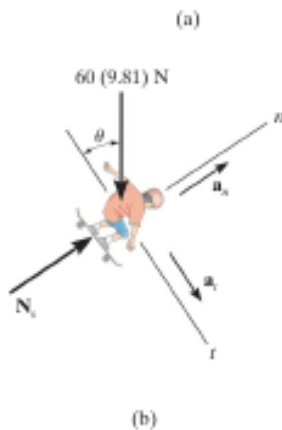
Equations of Motion.

$$+\nearrow \Sigma F_n = ma_n; \quad N_r - [60(9.81)\text{N}] \sin \theta = (60 \text{ kg}) \left(\frac{v^2}{4 \text{ m}} \right) \quad (1)$$

$$+\searrow \Sigma F_t = ma_t; \quad [60(9.81)\text{N}] \cos \theta = (60 \text{ kg}) a_t$$

$$a_t = 9.81 \cos \theta$$

Kinematics. Since a_t is expressed in terms of θ , the equation $v dv = a_t ds$ must be used to determine the speed of the skateboarder when $\theta = 60^\circ$. Using the geometric relation $s = \theta r$, where $ds = r d\theta = (4 \text{ m}) d\theta$, Fig. 13–15c, and the initial condition $v = 0$ at $\theta = 0^\circ$, we have,



NAZORAT SAVOLLARI:

1. Qattiq jismning qanday harakatiga ilgariylanma harakat deyiladi va bu harakatning asosiy xususiyatlari?
2. Qattiq jismning qanday harakatiga qo'zg'almas o'q atrofidagi aylanma harakat deyiladi?
3. Aylanma harakat tenglamasi qanday ko'rinishda bo'ladi?
4. Aylanma harakat qilayotgan qattiq jismning burchak tezlik va burchak tezlanish modullari qanday formula bilan aniqlanadi?
5. Qo'zg'almas o'q atrofidagi aylanma harakat qilayotgan qattiq jism burchak tezlik va burchak tezlanish vektorlari qanday yo'nalgan bo'ladi?
6. Aylanma harakat qilayotgan nuqtaning chiziqli tezligi qanday formula orqali ifodalanadi?
7. Aylanma harakat qilayotgan nuqtaning chiziqli tezlanishi qanday formula orqali ifodalanadi?
8. Eyler formulasi qanday ko'rinishda bo'ladi?
9. Aylanma harakat qilayotgan nuqtaning tezlik vektori qanday ifodalanadi?
10. Aylanma harakat qilayotgan nuqtaning tezlanish vektori qanday ifodalanadi?

8 – MA'RUZA.

ONIY MARKAZ. TEKIS SHAKL NUQTASI TEZLIGI VA TEZLANISHINI ONIY MARKAZ YORDAMIDA ANIQLASH

REJA:

1. Tezliklar oniy markazi va uni aniqlash usullari.
2. Sentroida haqida tushuncha.
3. Tekis shakl nuqtasining tezlanishini qutb yordamida aniqlash.
4. Tezlanishlar oniy markazi.

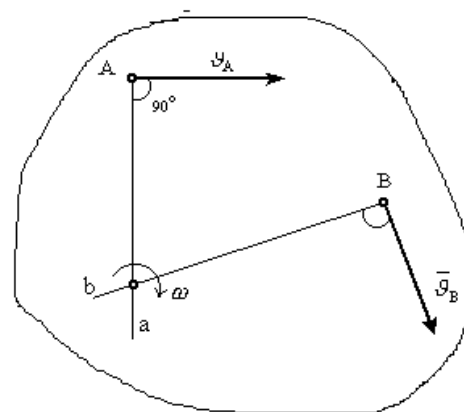
Adabiyotlar: 3, 4, 5, 6, 8, 9, 10, 11, 12.

Tayanch iboralar: tezliklar oniy markazi, tezliklar oniy markazini aniqlash usullari, sentroida, qo'zg'almas sentroida, qo'zg'aluvchan sentroida, tekis shakl nuqtasining tezlanishi, tezlanishlar oniy markazi.

1. Tezliklar oniy markazi va uni aniqlash usullari.

Tekis parallel harakat qiladigan qattiq jism nuqtasining tezligini aniqlashning sodda usuli tezliklarning oniy markazi tushunchasiga asoslanadi. Berilgan onda tezligi nolga teng bo'lgan tekis shakl nuqtasiga tezliklarning oniy markazi deyiladi.

Agar tekis shakl (jism) ilgari noma'lum harakat qilayotgan bo'lsa, vaqtning istalgan paytida tezligi nolga teng bo'lgan nuqtasi mavjud bo'ladi. Vaqtning t paytida tekis shaklning A va B nuqtalari o'zaro parallel bo'lmagan $\vec{v}_A$ va $\vec{v}_B$ tezliklarga ega bo'lsin (1-rasm). $\vec{v}_A$ va $\vec{v}_B$ tezlik



1 -rasm

vektorlariga AA' va BB' perpendikulyarlar o'tkazamiz. Bu perpendikulyarlar qandaydir P nuqtada kesishadi. P nuqta tezliklarining oniy markazi bo'ladi ($v_P = 0$). Faraz qilaylik $v_P \neq 0$ bo'lsin. U holda tezliklarning proeksiyalari haqidagi teorema asosan $\vec{v}_P$ vektor bir vaqtning o'zida AP va BP larga perpendikulyar bo'lishi lozim, lekin bunday bo'lishi mumkin emas. Teoremadan shu narsa kelib chiqadiki, vaqtning shu paytida tekis shaklning tezligi nolga teng bo'lmagan boshqa bir nuqtasi mavjud bo'lmaydi.

Agar vaqtning shu paytida P nuqtani qutb deb olsak $\vec{v}_B = \vec{v}_A + \vec{v}_{BA}$ formulaga ko'ra A nuqtaning tezligi quyidagicha aniqlanadi.

$$\vec{v}_A = \vec{v}_P + \vec{v}_{PA}$$

Bizga ma'lumki $\vec{v}_P = 0$, u holda A nuqtaning tezligi

$$\vec{v}_A = \vec{v}_{PA} \quad \vec{v}_{BA} = \vec{\omega} \times \vec{BA} \quad (\vec{v}_{BA} \perp \vec{BA}) \quad \text{formulaga ko'ra}$$

$$v_A = \omega \cdot PA \quad (\vec{v}_A \perp \vec{PA}) \quad (1)$$

$$\text{Xuddi shuningdek B nuqtaning tezligi} \quad v_B = \omega \cdot PB \quad (\vec{v}_B \perp \vec{PB}) \quad (1')$$

(1) va (1') tengliklardan quyidagi nisbatni yozamiz

$$\frac{v_A}{PA} = \frac{v_B}{PB} \quad (2)$$

Tekis shakl nuqtalarining tezliklari shu nuqtalardan tezliklarining oniy markazigacha bo'lgan masofalarga to'g'ri proporsional. Olingan natijalardan quyidagi xulosalar kelib chiqadi.

1. Tekis shakl ikkita A va B nuqtalari tezliklarining yo'nalishlari ma'lum bo'lsin (1-rasm). A va B nuqtalardan $\vec{v}_A$ va $\vec{v}_B$ tezlik vektorlariga perpendikulyarlar o'tkazsak ularning kesishgan P nuqtasi tezliklar oniy markazi bo'lib hisoblanadi.

2. Tekis shakl istalgan nuqtasining tezligini aniqlash uchun, tekis shaklda biror A nuqtasining tezligini moduli va yo'nalishi boshqa bir B nuqtani tezligining yo'nalishini bilish kerak.

A va B nuqtalardan $\vec{v}_A$ va $\vec{v}_B$ tezlik vektorlariga perpendikulyarlar tushirib tezliklar oniy markazi P nuqtani va $\vec{v}_A$ tezlik vektorining yo'nalishiga qarab, tekis shaklning aylanish yo'nalishini aniqlaymiz. $\vec{v}_A$ ni bilgan holda (2) formuladan tekis shakl ixtiyoriy B nuqtasining tezligi aniqlanadi. $\vec{v}_B$ tezlik vektori PB ga perpendikulyar tekis shakl aylanish yo'nalishi tomonga yo'nalgan bo'ladi.

3. Tekis shaklning burchak tezligi vaqtning berilgan paytda qandaydir nuqtasi tezligining tezliklar oniy markazdan shu nuqtagacha bo'lgan masofaga bo'lgan nisbatga teng:

$$\omega = \frac{\mathcal{G}_B}{PB} \quad (3)$$

ω ning boshqacha ifodalanishini topamiz.

$$\overline{\mathcal{G}}_B = \overline{\mathcal{G}}_A + \overline{\mathcal{G}}_{BA} \text{ va}$$

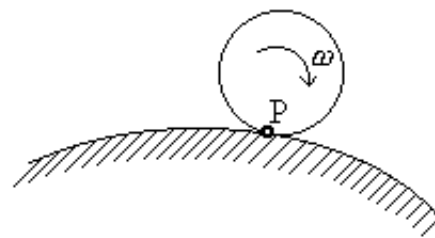
$$\overline{\mathcal{G}}_{BA} = \overline{\omega} \times \overline{BA} \quad (\overline{\mathcal{G}}_{BA} \perp \overline{BA}) \text{ tengliklardan.}$$

$$\overline{\mathcal{G}}_{BA} = (\overline{\mathcal{G}}_B - \overline{\mathcal{G}}_A) \text{ va } \mathcal{G}_{BA} = \omega \cdot AB$$

$$\text{bulardan quyidagini hosil qilamiz. } \omega = \frac{\mathcal{G}_{BA}}{AB} = \frac{|\overline{\mathcal{G}}_B - \overline{\mathcal{G}}_A|}{AB} = \frac{|\overline{\mathcal{G}}_B + (\overline{\mathcal{G}}_A - \overline{\mathcal{G}}_A)|}{AB} \quad (4)$$

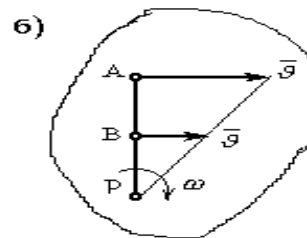
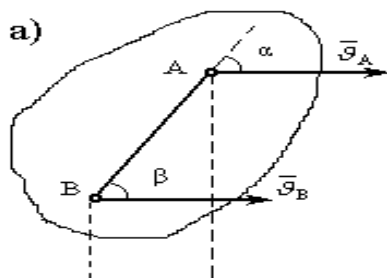
Tezliklar oniy markazini topishning xususiy hollari bilan tanishamiz.

a) Silindr shaklidagi jism qo'zg'almas sirt ustida sirpanmasdan dumalayotgan bo'lsa, dumalayotgan jismning qo'zg'almas sirtga tutinish P nuqtasi, sirpanish bo'lmaganda tezligi nolga ($\overline{\mathcal{G}}_P = 0$) teng bo'ladi. Demak P nuqta tezliklar oniy markazi bo'lib hisoblanadi. Bunga g'ildirakning rels ustida dumalashini misol qilib ko'rsatish mumkin (2-rasm)



2-rasm

6) Tekis shakl A va B nuqtalarning tezlik vektorlari o'zaro parallel, hamda AB chiziq $\overline{\mathcal{G}}_A$ ga perpendikulyar bo'lmasa (3-rasm, a) bunday holda tezliklar oniy markazi cheksizlikda yotadi. Tekis shakl barcha nuqtalarning tezliklari $\overline{\mathcal{G}}_A$ ga parallel bo'ladi. Tezliklarning proeksiyalari haqidagi teorema ko'ra $\mathcal{G}_A \cos \alpha = \mathcal{G}_B \cos \beta$ bundan $\mathcal{G}_A = \mathcal{G}_B$; Demak, vaqtning shu paytida jism barcha nuqtalari moduli va yo'nalishi bir hil bo'lgan tezlikka ega bo'lib jism ilgarilanma harakat qiladi. Shu paytda jismning ω burchak tezligi (4) formulaga ko'ra nolga teng.



3- rasm

b) Tekis shakl A va B nuqtalarning tezlik vektorlari o'zaro parallel hamda AB chiziq $\overline{\mathcal{G}}_A$ vektorga perpendikulyar bo'lsa, bunday holda tezliklar oniy markazi P (3-rasm,6) da ko'rsatilgandek topiladi. Bu holda oldingilarga qaraganda tezliklar oniy markazini topishda $\overline{\mathcal{G}}_A$ va $\overline{\mathcal{G}}_B$ tezliklarning yo'nalishidan tashqari ularning modullari ham ma'lum bo'lishi kerak.

r) Tekis shakl ixtiyoriy B nuqtasining $\overline{\mathcal{G}}_B$ tezlik vektori va burchak tezligi ω ma'lum bo'lsa $\overline{\mathcal{G}}_B$ tezlik vektori ustida yotuvchi tezliklar oniy markazi P (3-rasm,6) gacha bo'lgan masofa (3) formuladan topiladi. $BP = \frac{\mathcal{G}_B}{\omega}$

2. Sentroidalar haqida tushuncha.

Umumiy holda tezliklar oniy markazi vaqtning o'tishi bilan tekis shaklning harakat tekisligida o'z holatini o'zgartira boradi. Agar tezliklar oniy markazining har ondagi holatini tekis shaklda va harakat tekisligida belgilab borsak, ularning geometrik o'rni ikkita chiziqni ifodalaydi.

Tezliklar oniy markazining tekis shakl harakati tekisligidagi geometrik o'rni qo'zg'almas sentroida deyiladi.

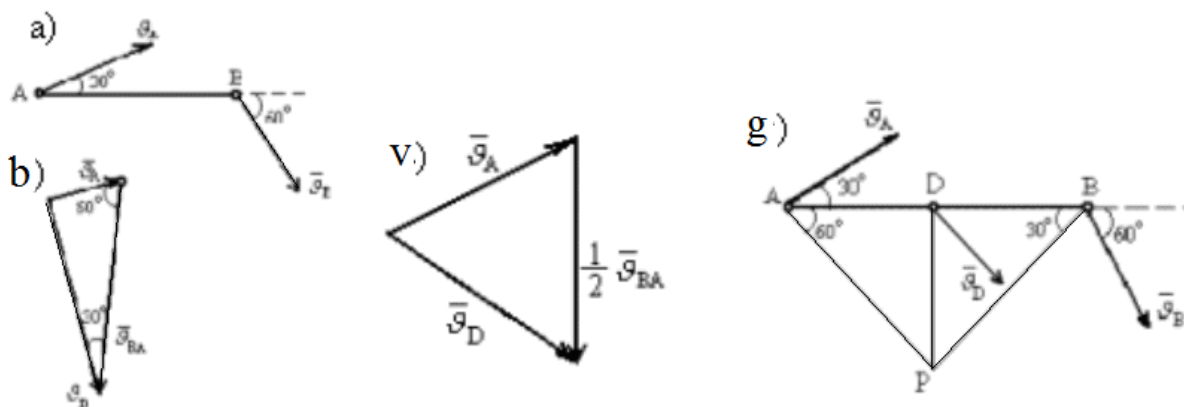
Tezliklar oniy markazining tekis shaklga bog'langan tekislikdagi geometrik o'rni qo'zg'aluvchan sentroida deyiladi.

Masalan qo'zg'almas rels ustida sirpanmay dumalayotgan g'ildirak uchun qo'zg'almas sentroida to'g'ri chiziq, qo'zg'aluvchi sentroida g'ildirak gardishidagi aylanadan iborat (4-rasm).

Har onda qo'zg'almas va qo'zg'aluvchan sentroidalar tezliklar oniy markazi P nuqtada umumiy urinish nuqtasiga ega bo'ladi. Shu sababli qattiq jismning tekis parallel harakatini geometrik tarzda quyidagicha talqin qilish mumkin: tekis shaklning harakati qo'zg'aluvchan sentroidani qo'zg'almas sentroida ustida sirpanmasdan dumalashidir.



4-rasm



5-rasm

1-masala. AB sterjen tekis parallel harakat qiladi. A nuqtaning tezligi shu paytda 5 m/s bo'lib, sterjen bilan 30° burchak hosil qiladi. B nuqtaning tezligi shu paytda sterjenning davomi bilan 60° burchak hosil qiladi (5-rasm, a).

Agar $AB=2m$ bo'lsa, B nuqtaning tezligini, tezliklar oniy markazini, sterjenning burchak tezligini aniqlang. Shuningdek sterjenning o'rtasidagi D nuqtaning tezligini ham aniqlang.

Yechish. Graffo analitik usulda yechish. $\vec{g}_B = \vec{g}_A + \vec{g}_{BA}$ formulaga ko'ra B nuqtaning tezligi

$$\vec{g}_B = \vec{g}_A + \vec{g}_{BA} \quad (1)$$

(1) formulaga ko'ra tezliklar uchburchagini ko'ramiz. (5-rasm, b) bu uchburchakning bitta tomoni va barcha burchaklari ma'lum, shunga ko'ra:

$$g_{BA} = \frac{g_A}{\sin 30^\circ} = \frac{5}{0,5} = 10 \text{ m/s}; \quad g_B = g_A \tan 60^\circ = 5\sqrt{3} \approx 8,05 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (2)$$

bu yerda $g_{BA} = \omega \cdot BA = \omega \cdot 2$ (3) (2) va (3) lardan ω ni aniqlaymiz.

$$\omega \cdot 2 = 10 \quad \omega = \frac{10}{2} = 5 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \text{ Sterjen o'rtasidagi D nuqtaning tezligini aniqlaymiz.}$$

$\mathcal{G}_B = \mathcal{G}_A + \frac{1}{2} \mathcal{G}_{BA}$ Tezliklar uchburchagini quramiz (5-rasm,v) bu uchburchakning ikkita tomoni o'zaro teng, ya'ni: $\mathcal{G}_A = \frac{1}{2} \mathcal{G}_{BA} = 5 \text{ m/c}$ Bu ikkala tomon orasidagi burchak 60° . Demak bu uchburchak teng tomonli. Demak D nuqtaning tezligi ham $\mathcal{G}_D = 5 \text{ m/c}$

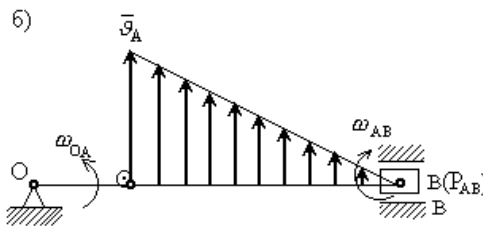
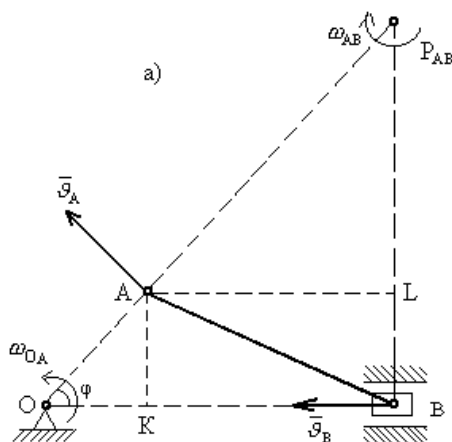
Endi bu masalani tezliklar oniy markazi yordamida yechamiz. Buning uchun A va B nuqtalar tezlik vektorlariga perpendikulyarlar tushiramiz. Bu perpendikulyarlar qandaydir P nuqtada kesishadi. P nuqta tezliklar oniy markazi bo'lib hisoblanadi. Uchburchak ABP ning bitta tomoni va barcha burchaklari ma'lum. Uchburchakning AP va BP tomonlarini aniqlaymiz (5 – rasm,g).

$$AP = AB \sin 30^\circ = 2 \cdot 0,5 = 1 \text{ m} \quad BP = AB \cos 30^\circ = 2 \frac{\sqrt{3}}{2} \approx 1,73 \text{ m}$$

AB sterjenning burchak tezligi $\omega = \frac{\mathcal{G}_A}{AP} = \frac{5}{1} = 5 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ B nuqtaning tezligi

$\mathcal{G}_B = \omega BP = 5 \cdot 1,73 = 8,65 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ D nuqtaning tezligining aniqlash uchun D nuqtani P nuqta bilan tutashtiramiz. Hosil bo'lgan $\triangle ADP$ dan $AD = AP = 1 \text{ m}$. Demak uchburchak teng tomonli. Shunga ko'ra $DP = 1 \text{ m}$, u holda

$$\mathcal{G}_D = \omega DP = 5 \cdot 1 = 5 \text{ m/s}$$



6 - rasm

D nuqtaning tezligi DP ga perpendikulyar yo'nalgan.

2-masala. Krivoship mexanizmining OA krivoshipi O nuqta atrofida ω_{OA} burchak tezlik bilan aylanmoqda $OA=r$ va $AB=l$ deb olib, OA

krivoship porshenning yo'naltiruvchi o'qi bilan φ burchak hosil qilganda AB shatunning burchak tezligi va B porshenning tezligining aniqlang. (6-rasm, a).

Yechish. Krivoshipning burchak tezligi va uzunligini bilgan holda krivoship A nuqtasi (barmaq) ning tezligini aniqlaymiz:

$$\mathcal{G}_A = \omega_{OA} \cdot OA = r \cdot \omega_{OA}$$

Krivoship A nuqtasining tezligi OA ga perpendikulyar B porshenning tezligi esa OB bo'ylab yo'nalgan A va B nuqtalarning tezlik vektorlariga perpendikulyarlar o'tkazamiz, ular qandaydir nuqtada kesishadi. Bunuqtatezliklaroniymarkazibo'libhisoblanadi. Uni P_{AB} deb belgilaymiz. Anuqtadantezliklaroniymarkazigachabo'lganmasofanihisoblaymiz.

$$AP_{AB} = \frac{AL}{\cos \varphi} \text{ lekin } AL = KB = \sqrt{AB^2 - AK^2} = \sqrt{l^2 - r^2 \sin^2 \varphi}$$

ALningo'rnigaqiymatiniqo'yamiz.

$$AP_{AB} = \frac{\sqrt{l^2 - r^2 \sin^2 \varphi}}{\cos \varphi} \text{ AB shatunning burchak tezligi}$$

$$\omega_{AB} = \frac{\mathcal{G}_A}{AP_{AB}} = \frac{r \omega_{OA}}{\frac{\sqrt{l^2 - r^2 \sin^2 \varphi}}{\cos \varphi}} = \frac{r \omega_{OA} \cdot \cos \varphi}{\sqrt{l^2 - r^2 \sin^2 \varphi}}$$

B porshenning tezligini topish uchun BP_{AB} ni aniqlaymiz.

$$BP_{AB} = LP_{AB} + LB = AP_{AB} \sin \varphi + AK = \sqrt{l^2 - r^2 \sin^2 \varphi} \operatorname{tg} \varphi + r \sin \varphi$$

B porshenning tezligi

$$\mathcal{G}_B = BP_{AB} \omega_{AB} = \left(\sqrt{l^2 - r^2 \sin^2 \varphi} \operatorname{tg} \varphi + r \sin \varphi \right) \cdot \frac{r \omega_{OB} \cos \varphi}{\sqrt{l^2 - r^2 \sin^2 \varphi}} = \left(r^2 \sin \varphi + \frac{r^2 \sin \varphi \cos \varphi}{\sqrt{l^2 - r^2 \sin^2 \varphi}} \right) \omega_{OA}$$

$\varphi = 0$ bo'lganda, shatunning tezliklar oniy markazi B nuqta bilan ustma-ust tushadi. Natijada shatunning barcha nuqtalari B nuqta atrofida aylanalar chizadi (6-rasm,6).

Shatunning burchak tezligi

$$\omega_{AB} = \frac{\mathcal{G}_A}{PA} = \frac{r}{l} \omega_{OA}$$

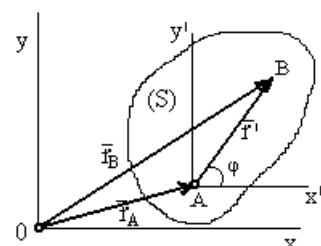
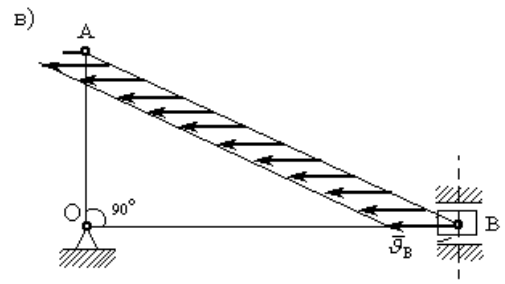
B porshenning tezligi $\mathcal{G}_B = 0$, $\varphi = 90^\circ$ bo'lganda krivoshipning A nuqtasi va B porshenning tezliklari o'zaro parallel bo'ladi. Shunga ko'ra AB shatunning tezliklar oniy markazi cheksizlikda yotadi (6-rasm,B). Bu paytda AB shatunning barcha nuqtalari bir xil $\bar{\mathcal{G}}_A$ tezlikka ega bo'ladi. Chunki $\omega_{AB} = 0$

3. Tekis shakl nuqtasining tezlanishi.

Tekis shakl ixtiyoriy B nuqtasining tezlanishi tekis shaklning ilgarilanma va aylanma harakatlarida olgan tezlanishlarining geometrik yig'indisidan iborat ekanligini ko'rsatamiz. B nuqtaning Oxy koordinata sistemasiga nisbatan holati (rasmga qarang) quyidagicha aniqlangan edi.

$$\bar{r}_B = \bar{r}_A + \bar{r}^1, \text{ bu yerda } \bar{r}^1 = \overline{AB}$$

tenglikni har ikkala tomonidan vaqt bo'yicha ikkinchi tartibli hosila olamiz.



$$\bar{a}_B = \frac{d^2 \bar{r}_B}{dt^2} = \frac{d^2 \bar{r}_A}{dt^2} + \frac{d^2 \bar{r}^1}{dt^2}$$

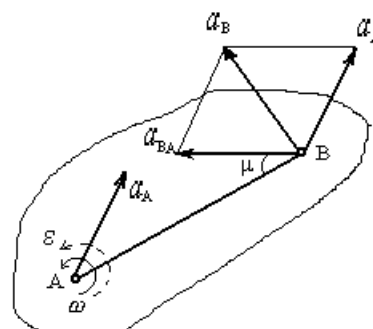
Tenglikningo'ngtomonidagibirinchiqo'shiluvchihadAnuqtaning $\bar{a}_A$ tezlanishini, ikkinchiqo'shiluvchihadesatekisshaklningAqutbatrofidaaylanishidaolgan $\bar{a}_{BA}$ tezlanishiniberadi, uholda:

$$\bar{a}_B = \bar{a}_A + \bar{a}_{BA} \quad (5)$$

Tezlanish $\bar{a}_{BA}$ aylanma harakat qilayotgan nuqtaning tezlanishi kabi $a = \sqrt{a_\tau^2 + a_n^2}$ yoki $a = h\sqrt{\varepsilon^2 + \omega^4}$ va $\operatorname{tg} \mu = \frac{a_\tau}{a_n} = \frac{\varepsilon}{\omega^2}$ formulalar yordamida topiladi

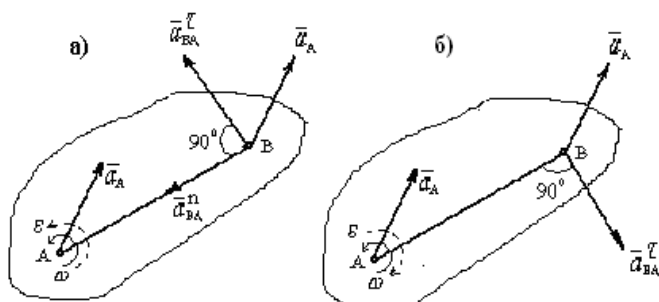
$$\bar{a}_{BA} = BA\sqrt{\varepsilon^2 + \omega^4}, \quad \operatorname{tg} \mu = \frac{\varepsilon}{\omega^2} \quad (6)$$

bu yerda ω va ε - tekis shaklning burchak tezligi va burchak tezlanishi, $\mu - \bar{a}_{BA}$ tezlanish vektori bilan BA kesma orasidagi burchak (7 – rasm).



7 - rasm

Shunday qilib, tekis shakl ixtiyoriy B nuqtasining tezlanishi, qutb deb tanlangan nuqtaning tezlanishi va tekis shaklning qutb atrofida aylanishida B nuqtaning olgan tezlanishlarining geometrik yig'indisiga teng. $\bar{a}_B$ tezlanishning moduli va yo'nalishi parallelogramm qurish asosida topiladi (7– rasm) B nuqtaning $\bar{a}_B$ tezlanishini tasvirlangan parallelogramm yordamida hisoblash bir oz qiyinchiliklarni yuzaga keltiradi. Avval μ ning qiymatini, keyin esa $\bar{a}_{BA}$ va $\bar{a}_A$ vektorlar orasidagi burchakni aniqlash lozim. Shunga ko'ra masalalarni yechishda $\bar{a}_{BA}$ tezlanish vektori $\bar{a}_{BA}^\tau$ urinma va $\bar{a}_{BA}^n$ normal tashkil etuvchilar bilan almashtiriladi, u holda (5) tenglama quyidagi ko'rinishni oladi.



8 - rasm

$$\bar{a}_B = \bar{a}_A + \bar{a}_{BA}^\tau + \bar{a}_{BA}^n \quad (7)$$

$\bar{a}_{BA}^\tau$ vektor AB kesmaga doimo perpendikulyar bo'lib, tezlanuvchan harakatda aylanish yo'nalishi bo'ylab (8 – rasm,a), sekinlanuvchan harakatda esa aylanish yo'nalishiga teskari

yo'nalgan bo'ladi (8-rasm,6). $\bar{a}_{BA}^n$ vektor doimo AB bo'ylab B nuqtadan A nuqtaga tomon yo'nalgan bo'ladi. Son jihatidan bu tezlanishlar quyidagiga teng.

$$a_{BA}^\tau = AB \cdot \varepsilon; \quad a_{BA}^n = AB \cdot \omega^2 \quad (8)$$

Agar qutb deb tanlangan A nuqta ilgarilanma harakat qilmasa, u holda uning tezlanishini ham $\bar{a}_A^\tau$ urinma va $\bar{a}_A^n$ normal tashkil etuvchilar yig'indisidan iborat deb qarash lozim, u holda (7) tenglik quyidagi ko'rinishni oladi.

$$\bar{a}_B = \bar{a}_A^\tau + \bar{a}_A^n + \bar{a}_{BA}^\tau + \bar{a}_{BA}^n \quad (9)$$

4. Tezlanishlar oniy markazi.

Agar tekis shakl ilgarilanma bo'lmagan harakat qilsa vaqtning istalgan paytida unda tezlanishi nolga teng bo'lgan nuqta mavjud bo'ladi. Tekis shaklni vaqtning istalgan paytida tezlanishi nolga teng bo'lgan nuqtasiga tezlanishlar oniy markazi deyiladi. Tezlanishlar oniy markazini aniqlaymiz. Aytaylik tekis shaklning qandaydir biror A nuqtasining tezlanishi a_A , tekis shaklning burchak tezligi ω berilgan bo'lsin.

1). Burchak μ ni aniqlaymiz:

$$tg\mu = \frac{\varepsilon}{\omega^2}$$

2) A nuqtadan $\bar{a}_A$ vektor bilan μ burchak tashkil etuvchi AE to'g'ri chiziqni o'tkazamiz (9-rasm). Bunda AE to'g'ri chiziq aylanish tezlanuvchan bo'lsa $\bar{a}_A$ vektordan aylanish yo'nalishi tomon, agar aylanish sekinlanuvchan bo'lsa, aylanishga qarama-qarshi tomonga og'gan bo'lishi kerak, aniqrog'i, ε burchak tezlanishi yo'nalgan tomonga og'gan bo'ladi

$$AQ = \frac{a_A}{\sqrt{\varepsilon^2 + \omega^2}} \quad (10)$$

ga teng kesmani AE to'g'ri chiziq ustiga qo'yib Q nuqtani aniqlaymiz. Q nuqta tezlanishlar oniy markazi bo'lib hisoblanadi. Haqiqatdan ham A nuqtani qutb deb olib, Q nuqtaning tezlanishini (5) va (6) formulalar yordamida hisoblaymiz:

$$\bar{a}_Q = \bar{a}_A + a_{QA} \quad \text{bunda} \quad \bar{a}_{QA} = AQ\sqrt{\varepsilon^2 + \omega^4}$$

AQ ning bu qiymatini (5) formulaga qo'ysak

$$a_{QA} = a_A \text{ kelib chiqadi.}$$

$\bar{a}_{QA}$ vektor AQ bilan μ burchak tashkil etadi. Demak, $\bar{a}_{QA}$ vektor $\bar{a}_A$ vektorga parallel lekin qarama – qarshi tomonga yo'nalgan. Shunga ko'ra

$$\bar{a}_{QA} = -\bar{a} \quad \text{va} \quad \bar{a}_Q = 0$$

Agar Q nuqtani qutb deb tanlasak, u holda $\bar{a}_Q = 0$ bo'ladi. Tekis shakl ixtiyoriy B nuqtasining tezlanishi (5) formulaga ko'ra.

$$\bar{a}_{QA} = \bar{a}_Q + \bar{a}_{BQ} = \bar{a}_{BQ} \quad (11)$$

(6) formulaga ko'ra B nuqtaning tezlanishi son jihatdan quyidagiga teng.

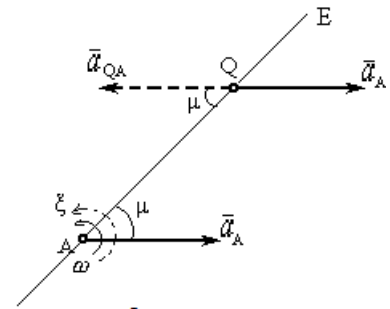
$$a_B = BQ\sqrt{\varepsilon^2 + \omega^4} \quad (12)$$

(5) va (12) formulalardan

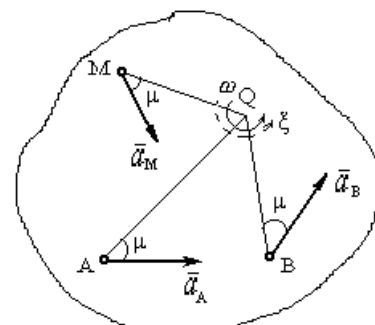
$$\frac{a_B}{BQ} = \frac{a_A}{AQ} = \dots = \sqrt{\varepsilon^2 + \omega^4} \quad (13)$$

munosabatga ega bo'lamiz.

Demak, tekis shakl nuqtalarining tezlanishlari, shu



9-rasm



10-rasm

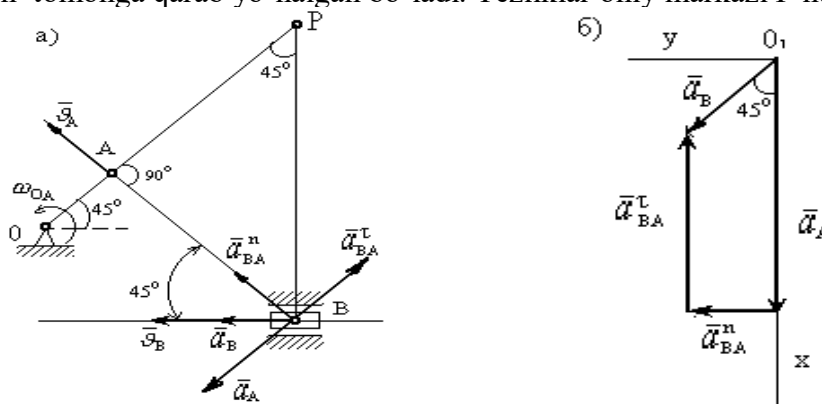
nuqtalardan tezlanishlar oniy markazigacha bo'lgan masofalarga to'g'ri proporsional bo'ladi.

Tezlanishlarning taqsimlanishi 10-rasmda tasvirlangan. Tezliklar oniy markazi P bilan tezlanishlar oniy markazi Q vaqtning bu paytida ustma-ust tushmaydi. Masalan, to'g'ri chiziqli rels bo'ylab markazi C o'zgarmas tezlik ($\mathcal{G}_C = \text{const}$) harakatlanayotgan g'ildirakning tezliklar oniy markazi g'ildirak bilan rels tutinib turgan P nuqtasi hisoblanadi ($\mathcal{G}_P = 0$) lekin, P nuqta tezlanishlar oniy markazi bo'la olmaydi chunki $a_P \neq 0$. Bu holda tezlanishlar oniy markazi to'g'ri chiziqli tekis harakatlanayotgan g'ildirakning C markazi bo'ladi, bu nuqtaning tezlanishi $\bar{a}_C = 0$. Qo'zg'almas o'q atrofida aylanayotgan jismda tezliklar oniy markazi bilan tezlanishlar oniy markazi ustma-ust tushadi.

3- masala. Markaziy bo'lmagan krivoship shatun mexanizmnining OA krivoshipi bilan AB shatuni o'zaro perpendikulyar va gorizontal o'q bilan $\varphi = 45^\circ$ burchak hosil qilgan paytda AB shatunning burchak tezligi, burchak tezlanishi hamda B porshenning tezlanishini aniqlang. Krivoshipning uzunligi $OA = 20\text{sm}$, shatunning uzunligi $AB = 100\text{sm}$. Krivoship $\omega_{OA} = 10 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ burchak tezlik bilan tekis aylanma harakat qiladi.

Yechish. AB shatun tekis parallel harakat qiladi. A nuqtaning tezligini aniqlaymiz. (6) formulaga ko'ra $\mathcal{G}_A = \omega_{OA} \cdot OA = 10 \cdot 20 = 200 \frac{\text{sm}}{\text{s}}$ $\mathcal{G}_A$ tezlik vektori OA ga perpendikulyar va ω_{OA} yo'nalgan tomonga qarab yo'nalgan bo'ladi. Tezliklar oniy markazi P nuqtani aniqlaymiz.

Buning uchun $\bar{g}_A$ tezlik va B porshen tezligi



11-rasm

yo'nalishiga perpendikulyarlar o'tkazamiz. Ular qandaydir nuqtada kesishadi. Bu nuqta tezliklar oniy markazi P nuqtadir.

Mexanizmlar shunday holatda bo'lganda (11-rasm,a) $AP = AB = 100\text{sm}$

AB shatunning burchak tezligi

$$\mathcal{G}_A = \omega_{AB} \cdot AP \quad \text{yoki} \quad \omega_{AB} = \frac{\mathcal{G}_A}{AP} = \frac{200}{100} = 2 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

B porshenning tezlanishini aniqlaymiz. A nuqtani qutb deb olib (7) formulaga ko'ra yozamiz:

$$a_B = a_A^\tau + a_A^n + a_{BA}^\tau + a_{BA}^n$$

OA krivoshiptekis aylanma harakat qilayotgani uchun,

Anuqtaning a_A^τ urinma tezlanishi

$a_A^\tau = \varepsilon_{OA} \cdot OA = 0$ gateng Normal a_A^n tezlanishini aniqlaymiz:

$$a_A^n = a_A^n = \omega_{OA}^2 \cdot OA = 10^2 \cdot 20 = 2000 \frac{\text{sm}}{\text{s}^2}$$

a_A^n normal tezlanish OA bo'ylab, A nuqtadan O nuqtaga qarab yo'nalgan bo'ladi.

$$\text{Tezlanish} \quad \bar{a}_{BA}^n = \omega_{AB}^2 \cdot AB = 2^2 \cdot 100 = 400 \frac{\text{sm}}{\text{s}^2}$$

a_{BA}^n tezlanish AB bo'ylab B dan A ga qarab yo'nalgan bo'ladi. Urinma a_{BA}^τ tezlanish AB (a_{BA}^n) ga perpendikulyar shatunning aylanish yo'nalishi bo'ylab yo'nalgan bo'ladi. Lekin, a_{BA}^τ tezlanish moduli ham, yo'nalishi ham bizga hozircha noma'lum.

$\bar{a}_B = \bar{a}_A + \bar{a}_{BA}^\tau + \bar{a}_{BA}^n$ formuladan noma'lumlar $\bar{a}_B$ va $\bar{a}_{BA}^\tau$ bo'lib hisoblanadi. Ular ko'pburchak qurish yordamida aniqlanadi. Ihtiyoriy O1 nuqta tanlab, $\bar{a}_A$ vektorini o'zining masshtabida o'z-o'ziga parallel qilib O1 nuqtaga keltiramiz. Uning uchiga a_{BA}^τ tezlanish vektorini ko'chiramiz. Bu vektorning uchiga esa $\bar{a}_{BA}^n$ vektorini keltirib qo'yamiz. Endi O1 nuqta

bilan $\vec{a}_{BA}^{\tau}$ tezlanishi vektorining uchini tutashtiramiz. Ko'pburchakni yopuvchi tomoni B porshenning $\vec{a}_B$ tezlanish vektori bo'lib hisoblanadi (11-rasm,6). O₁ nuqta orqali x,y o'qlarini o'tkazamiz. Tezlanishlarni x hamda y o'qlariga proyeksiyalaymiz:

$$\sum a_{KX} = 0; \quad a_B \cos 45^\circ = a_{BA}^{\tau} - a_A \quad (1)$$

$$\sum a_{KY} = 0 \quad a_B \sin 45^\circ = -a_{BA}^n \quad (2)$$

$$(2)\text{-dan } a_{BA}^n = -a_B \sin 45^\circ \quad a_B = -\frac{a_{BA}^n}{\sin 45^\circ} = -\frac{400}{0,707} = -566 \frac{sm}{s^2}$$

$$(1)\text{-dan } a_{BA}^{\tau} = a_A + a_B \cos 45^\circ = 2000 - 400 = 1600 \frac{sm}{s^2}$$

AB shatunning burchak tezlanishini aniqlaymiz.

$$a_{BA}^{\tau} = \varepsilon_{AB} \cdot AB \quad \varepsilon_{AB} = \frac{a_{BA}^{\tau}}{AB} = \frac{1600}{100} = 16 \frac{rad}{s^2}$$

28-masala. Krivoship-shatun mexanizmining OA krivoshipi o'zgarmas $\omega_{OA} = 10 s^{-1}$ burchak tezlik bilan aylanadi. OA krivoship B porshenning harakat yo'nalishiga perpendikulyar bo'lgan paytda krivoship A barmog'ining, B porshen, shatunning o'rtasidagi C nuqtalarning tezlanishlarini va AB shatunning burchak tezlanishini aniqlang.

OA = 25 sm, OD = 5 sm, AB = 50 sm (12-rasm, a).

12-rasm

Yechish. Krivoship A barmog'ining tezligini aniqlaymiz $\mathcal{G}_A = \omega_{OA} \cdot OA = 25 \cdot 10 = 250 \frac{sm}{s}$

Shunday holatda A₁ B va C nuqtalarning tezliklari o'zaro teng: $\mathcal{G}_A = \mathcal{G}_B = \mathcal{G}_C$

Demak, tezliklar oniy markazi. Cheksizlikda yotadi (12-rasm,6).

AB shatunning burchak tezligi $\omega_{AB} = 0$ A nuqta O nuqta atrofida aylanma harakatda bo'lgani uchun, uning tezlanish moduli

$$a_A = \omega_{OA}^2 \cdot OA = 25 \cdot 10^2 = 2500 \frac{sm}{s^2}$$

Mexanizmning shu holatida AB shatunning tezliklar oniy markazi. Cheksizlikda yotganligi uchun AB shatunning barcha nuqtalari bir xil tezlikka ega bo'ladi. (116-rasm,6), demak

$\vec{\mathcal{G}}_A = \vec{\mathcal{G}}_B = \vec{\mathcal{G}}_C$ AB shatunning burchak tezligi $\omega_{AB} = 0$ B va C nuqtalarning tezlanishlarini tezlanishlar oniy markazi yordamida aniqlaymiz. Tezlanishlar oniy markazi holatini aniqlash uchun μ burchakni topamiz. $tg \mu = \frac{\varepsilon_{AB}}{\omega_{AB}^2} = \infty$ demak $\alpha = 90^\circ$ ekan

B porshen to'g'ri chiziq bo'ylab harakatlangani uchun uning tezlanishi shu to'g'ri chiziq bo'ylab yo'nalgan bo'ladi. Krivoship A nuqtasining tezlanishi AO bo'ylab A dan O nuqta tomon yo'nalgan bo'ladi (12-rasm, b).

A va B nuqtalar tezlanishlariga tushirilgan perpendikulyarlar kesishgan nuqta tezlanishlar oniy markazi Q_{AB} bo'ladi.

B va C nuqtalar tezlanishlar modullarini (60) formula, yordamida aniqlaymiz.

NAZORAT SAVOLLARI:

1. Tekis shaklning qanday nuqtasiga tezliklar oniy markazi deyiladi?
2. Tezliklar oniy markazini aniqlashning qanday usullari mavjud?
3. Sentroida nima?
4. Qo'zg'aluvchan sentroida deb nimaga aytiladi?
5. Qo'zg'almas sentroida deb nimaga aytiladi?
6. Qutb yordamida tekis shakl ixtiyoriy nuqtasining tezlanishini aniqlash formulasini keltirib chiqaring?
7. Tekis shakl ixtiyoriy nuqtasining tezlanishini geometrik usulda qanday topiladi?
8. Tekis shaklning qanday nuqtasiga tezlanishlar oniy markazi deyiladi?
9. Tezliklar oniy markazi bilan tezlanishlar oniy markazi ustma-ust tushadimi?

9- MA'RUZA

DINAMIKA.DINAMIKANING ASOSIY TUSHUNCHA VA QOIDALARI.. DINAMIKAGA KIRISH. ASOSIY TUSHUNCHALAR. DINAMIKA QONUNLARI.DINAMIKA MASALALARI. MODDIY NUQTA HARAKATINING DIFFERENSIAL TENGLAMALARI VA ULARNI INTEGRALLASH . INERTSIYA KUCHI

Reja:

1. Asosiy tushunchalar va ifodalar.
2. Dinamika qonunlari. Moddiy nuqta dinamikasining asosiy masalalari.
3. Moddiy nuqta harakatining differentsial tenglamalari.

Muammo:Qadim zamonlardan beri harakat qilayotgan moddiy nuqta yoki jism o'z harakatini qanday sabablarga ko'ra o'zgartira olishi va uning matematik ifodasi bormi yoki yo'qmi degan savol ustida necha-necha olimlar bosh qotirganlar. Lekin bu savolga Italiya olimi G. Galiley (1564-1642) va Ingliz olimi I.Nyuton(1642-1727)largacha hech kim **aniq javob** bera olmaganlar.Xaqiqatan ham, birorta jismni yuqoriga uloqtirib yuborsangiz, ma'lum traektoriya orqali harakatlanib, yana yerga qaytib tushadi. Sababi nimada? Nima uchun osmonga qarab cheksiz ko'tarilib keta olmaydi?Quyida shu haqdagi fikrlarning yechimi, ilmiy tilda aytganimizda **dinamikaning** asosiy qonunlari keltiriladi.

Tayanch iboralar: *Dinamika, moddiy nuqta, moddiy nuqtalar sistemasi, absolyut qattiq jism, mexanik tahsir, kuch, qzgarmas va qzgaruvchi kuchlar, massa, inertsion massa, inertsiya qonuni, dinamikaning asosiy qonuni, tahsir va aks tahsir qonuni, kuchlar ta'sirining mustaqillik qonuni*

1 Asosiy tushunchalar va ifodalar.

Kuchlar ta'sirida bo'lgan jismlarning harakatini o'rganuvchi qism **dinamikadeb** ataladi.

Kinematika qismida jismlarning harakatlariga faqat geometrik nuqtai nazardangina qaralgan edi. Dinamika qismining kinematikadan farqi shundaki, jismlarning harakatlarini o'rganishda, ularga ta'sir etayotgan kuchlar sistemasidan tashqari jismlarning inertligi, ya'ni ularning massalari va shu massalarning joylashish tartiblari (*geometrik shakli*) ham e'tiborga olinadi. «Nazariy mexanika» fanini o'rganishning maqsadi, mexanika qonunlarini yod olish emas, balki ushbu qonuniyatlar orqali har qanday murakkab mashina va jihozlarning ishlash sirlarini anglab yetishga qaratilgan.

Kuch va ularning moddiy jismlarga ko'rsatadigan mexanik ta'sirlarining o'lchovi ekanligi haqidagi tushunchalar statika qismida ko'rib o'tilgan edi. Lekin, statika qismida jismlarga ta'sir etuvchi kuchlarning vaqt mobaynidagi o'zgarishlarini hisobga olmagan edik va statika masalalarini yechganimizda barcha kuchlarni o'zgarmas deb qaragan edik. Amalda esa harakatlanuvchi jismga o'zgarmas kuchlardan tashqari, moduli va yo'nalishi bo'yicha o'zgaruvchan bo'lgan kuchlar ham ta'sir etadi. Shu qatorda berilgan (aktiv) kuchlar ham va bog'lanish rektsiyalari ham o'zgaruvchan bo'lishlari mumkin.

Tajribalar orqali aniqlandiki, jismga ta'sir etayotgan kuchlar vaqtga, jismning holatiga (koordinatasiga) va uning tezligiga bog'liq ravishda o'zgaruvchan bo'lar ekan. Masalan, reostatni yoqish va o'chirish hisobiga elektrovozning tortish kuchi yoki elektromotorning yaxshi markazlashtirilmagan valining aylanishidan hosil bo'ladigan tebranishlar ta'siridagi kuchlar vaqtga bog'liq ravishda o'zgaruvchi kuchlarga misol bo'lishi mumkin; butun olam tortilish qonuni yoki prujinaning elastiklik kuchi esa jismlarning holatiga (ya'ni koordinatalardagi o'rniga) bog'liq ravishda o'zgaruvchi kuchlarga misol bo'la olishi mumkin; muhit qarshiligi kuchi tezlikka bog'liq ravishda o'zgaradi.

Shuni ta'kidlab o'tish lozimki, statika qismidagi kuchlar haqidagi tushunchalar va qoidalar to'laligicha **dinamika** qismida ham o'rinli hisoblanadi, chunki statika qismidagi qoidalar faqat o'zgarmas kuchlar uchungina o'rinli deyilgan emas.

Inertlik tushunchasi shundan iboratki, agar jismga biror tezlik berilsa jism shu tezlikni saqlab qoladi, agar unga kuch ta'sir etilsa, jismning tezligi birdaniga emas balki ma'lum vaqt mobaynida o'zgaradi, va bu o'zgarish davri jismning inertligiga to'g'ri proporsional ravishda bo'ladi. **Moddiy jismlarning inertlik xossasining miqdori fizik qiymat bo'lib, uni jismning massasi deb ataladi.** Klassik mexanikada massa skalyar, faqat musbat ishorali va har-bir jism uchun o'zgarmas qiymat hisoblanadi.

Jismning harakati uning umumiy massasigagina bog'liq bo'lib qolmasdan, shu massaning qanday joylashganligiga ham, ya'ni jismning geometrik shakliga ham uzviy bog'liq bo'ladi.

Dinamika qismi ancha murakkab bo'lganligini hisobga olib, uni o'rganish nuqta **dinamikasidan** boshlanadi. Bunda, ma'lum massaga ega bo'lgan *moddiy nuqta* degan abstrakt tushuncha kiritiladi, ya'ni har qanday jismni uning geometrik shakliga (massalarning tarqalishiga) e'tibor bermasdan o'rganiladi (e'tibor bergan bo'lsangiz, kinematika qismida «**moddiy nuqta**» so'zi aslo ishlatilmagan edi).

Kinematika qismida ko'rib o'tganimizdek, har qanday harakat asosan ilgarilanma va aylanma harakatlarning yig'indisidan iborat bo'ladi. Agar masalalarning shartlariga ko'ra aylanma harakatlarni e'tiborga olinmasa bunday jismlarning harakatini o'rganishda ularni moddiy nuqta deb qabul qilinadi, chunki natijaviy yechimda hech qanday xatolik bo'lmaydi. Masalan, planetalarning Quyosh atrofidagi harakatlarini, artileriya snaryadining qanday masofaga borib tushishini aniqlashda va shunga o'xshash qator masalalarni yechishda, ularni moddiy nuqta deb qaraladi.

Ilgarilanma harakatdagi barcha masalalarni yechishda massasi jismning umumiy massasiga teng bo'lgan moddiy nuqta deb hisoblanadi. Mexanik sistema yoki qattiq jismlarning **dinamikasiga** oid harakatlarni o'rganishdan oldin, bitta moddiy nuqtaning **dinamikasiga** oid masalalarni ko'rib o'tish lozim bo'ladi. Shu sababli **dinamika** qismini moddiy nuqta **dinamikasidan** boshlab o'rganamiz.

2 Dinamika qonunlari. Moddiy nuqta dinamikasining masalalari.

Muammo: Mexanik harakatlarning qonunlari nechta. Ular qaysi tenglamalar orqali ifodalanadilar. Dinamika qonunlari kim tomonidan va qachon kashf etilgan.

Dinamikaning asosida jismlarning harakatlarini o'rganishga bag'ishlangan va jamiyatning ijtimoiy-mehnat faoliyatida sinovdan o'tgan qator tajriba va kuzatishlar natijasida aniqlangan qonuniyatlar yotadi. **Dinamikaning** qonunlarini birinchi bo'lib I. Nyuton o'zining 1687 yilda nashr etgan, «Tabiiy falsafaning matematik asoslari» nomli kitobida klassik ko'rinishda sistemalashtirilgan holda bayon qilgan.

Ushbu qonunlarni qo'yidagicha ifodalash mumkin:

1.Inersiya qonuni.Tashqi muhitdan ajratilgan moddiy nuqta tashqaridan kuch ta'sir etmaguncha o'zining tinch holatini yoki to'g'ri chiziqli va teng o'lchovli harakatini saqlashga intiladi.

Shuni ta'kidlab o'tish kerakki,bitta kuch ta'sirida bo'lgan moddiy nuqta (jism) bir xil vaqt orasida turli masofaga siljiydi va tezligi har xil bo'ladi.Demak,moddiy nuqtalar bitta kuch ta'sirida o'zlarining tezligini tez yoki sekin o'zgartiradi.Bu xususiyat moddiy nuqtaning inertligi deyiladi. Moddiy nuqtaning inertlik o'lchovi fizik miqdor bo'lib,u (m) massa deb ataladi.

To'g'ri chiziqli va teng o'lchovli harakat moddiy nuqtaning inersiyasi bo'yicha harakatidan iborat.Bu hodisani ta'riflovchi qonun dinamikaning birinchi qonuni deb yuritiladi.

Dinamikaning birinchi qonunini qanoatlantiradigan sanoq sistemasi inersial sistema deyiladi.Inersiya qonuni bajarilmaydigan sanoq sistema inersial bo'lmagan sistema deb ataladi.

Markazi Quyosh bilan ustma-ust tushuvchi,o'qlari esa mos ravishda tanlab olingan yulduzlarga tomon yo'nalgan sanoq sistemaning inersial ekanligi tajribada aniqlangan.Ko'pincha,texnik masalalarni yechishda,Yer bilan mahkam bog'langan sistema inersial sanoq sistemasi deb qaraladi. Bu holda Yerning o'z o'qi atrofidagi aylanma harakati hamda Quyosh va yulduzlarga nisbatan harakati hisobga olinmaydi.



2. Dinamikaning asosiy qonuni. Moddiy nuqtaning harakatlantiruvchi kuch ta'siridan olgan tezlanishi shu kuch yo'nalishida bo'lib, miqdori mazkur kuch miqdoriga proporsionaldir (1-rasm). Bu qonunning matematik ifodasi quyidagicha yoziladi:

$$\text{1-rasm} \quad \vec{F} = m\vec{a} \quad (1)$$

bu yerda $\vec{F}$ - harakatlantiruvchi kuch, m - nuqtaning massasi, $\vec{a}$ - nuqta tezlanishi.

(1) vektor tenglama moddiy nuqta dinamikasining asosiy tenglamasi deyiladi. (6.1) dan ko'ramizki, muayyan kuch ta'sirida moddiy nuqtaning oladigan tezlanishi faqat kuch kattaligigagina bog'liq bo'lmay, balki nuqta massasiga ham bog'liq.

Agar moddiy nuqta faqat o'zining G og'irlik kuchi ta'sirida Yerga erkin tushsa, $F=G$, $a=g$ bo'lib, (1) ifoda

$$G=mg \quad (2)$$

ko'rinishni oladi. Demak, moddiy nuqtaning og'irlik kuchi bilan massasi o'zaro (2) tenglik bilan bog'langan ekan.

Agar moddiy nuqtaning og'irlik kuchi aniq bo'lsa, uning massasini (2) ga ko'ra

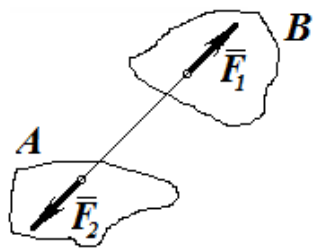
$$m = \frac{G}{g} \quad (3) \text{ formuladan topish mumkin.}$$

Xalqaro birliklar sistemasi (SI) da massa birligi uchun kg , vaqt birligi qilib sekund ($1s$), uzunlik uchun metr ($1m$) qabul qilingan. Binobarin, kuch birligi quyidagicha bo'ladi:

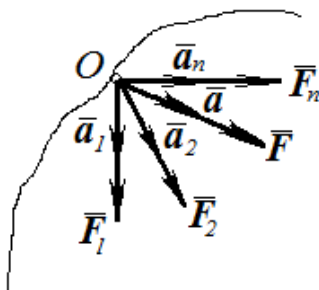
$$[F] = [m][a] = kg \cdot \frac{m}{s^2} = N \text{ (Nyuton)}$$

Demak, massasi $1kg$ bo'lgan moddiy nuqtaga $1m/s^2$ tezlanish bera oladigan kuch Nyuton deb ataladi.

3. Ta'sir va aks ta'sir qonuni. Har bir ta'sir o'ziga teng va qarama-qarshi yo'nalishdagi aks ta'sirni vujudga keltiradi. Boshqacha aytganda, ikkita jismning bir-biriga ta'sirlari o'zaro teng va qarama-qarshi yo'nalgan (2-rasm). A jismning B



2-rasm



3-rasm

jismga ko'rsatgan ta'siri $\vec{F}_1$ bo'lsa, uchinchi qonunga ko'ra, B ning A ga ko'rsatgan ta'siri $\vec{F}_2 = -\vec{F}_1$ bo'ladi. Bu qonundan jismlar muvozanatda degan xulosa kelib chiqmaydi, chunki kuchlar har xil jismlarga qoyilgan. Mazkur qonun ikkita jismning o'zaro ta'sirini xarakterlaydi.

4. Kuchlarning erkinlik qonuni. Moddiy nuqtaning bir qancha kuch teng ta'sir etuvchisi tufayli olgan tezlanishi har qaysi kuchning alohida ta'siridan hosil bo'lgan tezlanishlarining geometrik yig'indisiga teng, (3-rasm) ya'ni:

$$\vec{a} = \sum_1^n \vec{a}_v \quad (4) \quad (4) \text{ tenglikni ikki tomonini } m \text{ ga ko'paytiramiz:}$$

$$m\vec{a} = \sum_1^n m\vec{a}_v \quad \text{Demak,} \quad m\vec{a} = \sum_1^n \vec{F} \quad (5)$$

(5) ifoda bir qancha kuch ta'siridagi moddiy nuqta uchun dinamikaning asosiy tenglamasidir. (5) ifodani (1) bilan taqqoslashdan ko'ramizki, moddiy nuqtaga bir necha kuch qo'yilgan bo'lsa, (1) dagi $\vec{F}$ ni shu kuchlarning teng ta'sir etuvchisi deb qarash kerak.

Erkin va erksiz moddiy nuqta dinamikasining ikki asosiy masalasi

Dinamika masalalarini ikkita asosiy turga ajratish mumkin. Bu masalalar erkin moddiy nuqta uchun quyidagicha:

Dinamikaning birinchi asosiy masalasida moddiy nuqta massasi va uning harakat qonuni berilgan bo'lib, harakatlantiruvchi kuchni topish so'raladi.

Dinamikaning ikkinchi asosiy masalasi esa moddiy nuqta massasi va unga ta'sir etuvchi kuch ma'lum bo'lganda, shu kuch ta'siridan hosil bo'ladigan kinematik elementlarni topishdan iborat.

Texnikada erksiz (bog'lanishdagi) moddiy nuqta harakatini tekshirishga doir ko'plab masalalarni yechishga to'g'ri keladi. Bunday hollarda nuqtaga qo'yilgan bog'lanish uni qo'zg'almas sirt yoki chiziqli ustida harakat qilishga majbur etadi.

Erksiz moddiy nuqta harakatiga doir masalalarni yechishda mazkur nuqta bog'lanishdan qutqarilib, qo'yilgan bog'lanish reaksiya kuchi bilan almashtiriladi.

Natijada moddiy nuqta dinamikasining asosiy tenglamasi quyidagicha yoziladi:

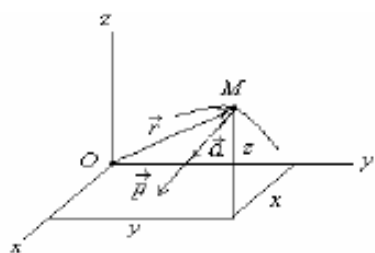
$$m\vec{a} = \vec{F} + \vec{N} \quad (6)$$

bunda $\vec{N}$ - bog'lanish reaksiya kuchi.

Demak, erksiz moddiy nuqta dinamikasining birinchi asosiy masalasida moddiy nuqta massasi va uning harakat qonuni hamda mazkur nuqtaga ta'sir qiluvchi kuch ma'lum bo'lganda reaksiya kuchi aniqlanadi; ikkinchi masalada esa moddiy nuqta massasi va unga ta'sir etuvchi kuch ma'lum bo'lganda moddiy nuqtaning harakat qonuni bilan reaksiya kuchini aniqlash kerak.

Erkin va erksiz moddiy nuqta harakatining differensial tenglamalari

Erkin moddiy nuqta $\vec{F}$ kuch ta'sirida harakatlanayotgan bo'lsin (6.4-rasm). Bu holda dinamikaning asosiy tenglamasi (1) ko'rinishda yozilar edi. (1) tenglamadagi $\vec{a}$ tezlanish vektorini $\vec{r}$ radius-vektori orqali ifodalaymiz:



$$\vec{a} = \frac{d^2 \vec{r}}{dt^2} \quad (6)$$

$$(6) \text{ ni } (1) \text{ ga qo'ysa } \vec{F} = m \frac{d^2 \vec{r}}{dt^2} \quad (7)$$

4-rasm.

kelib chiqadi.

(7) tenglama erkin moddiy nuqta harakati differensial tenglamasining vektor ifodasidir.

(7) ning Dekart koordinata o'qlaridagi proyeksiyalari quyidagicha bo'ladi:

$$F_x = \frac{d^2 x}{dt^2}; \quad F_y = \frac{d^2 y}{dt^2}; \quad F_z = \frac{d^2 z}{dt^2}. \quad (8)$$

bu ifodalarda F_x, F_y, F_z bilan $\vec{F}$ kuchning koordinata o'qlaridagi proyeksiyalari belgilangan; x, y, z esa $\vec{r}$ radius-vektorning proyeksiyalari, ya'ni M nuqtaning koordinatalaridir.

(8) tenglamalar egri chiziqli harakatdagi moddiy nuqta harakati differensial tenglamalarining koordinata usulidagi ko'rinishi deyiladi.

Agar moddiy nuqtaning harakat yo'nalishi bilan kuch yo'nalishi bir to'g'ri chiziq bo'yicha bo'lsa, nuqta harakati to'g'ri chiziqli bo'ladi. Bu holda nuqtaning harakat yo'nalishi uchun Ox o'qni olsak, uning differensial tenglamasi quyidagicha yoziladi:

$$F_x = \frac{d^2 x}{dt^2} \quad (9)$$

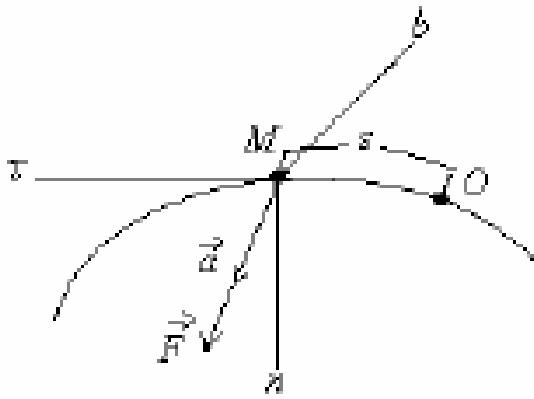
Agar moddiy nuqta harakati tekislikda bo'lsa, (8) tenglamalarning ikkitasi yoziladi. (1) ning tabiiy koordinata o'qlaridagi proyeksiyalari quyidagicha bo'ladi (5-rasm):

$$F_\tau = ma_\tau, \quad F_n = ma_n, \quad F_b = ma_b \quad (10).$$

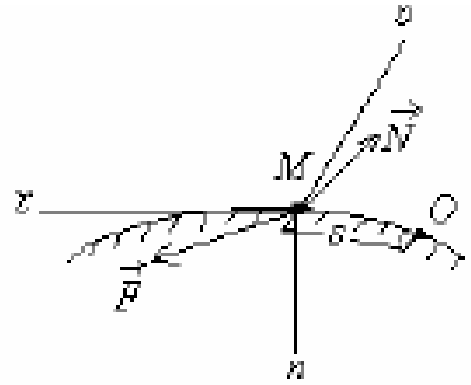
Kinematikadan ma'lumki:

$$a_\tau = \frac{dv}{dt}, \quad a_n = \frac{v^2}{\rho}, \quad a_b = 0 \quad (11) \quad (6.11) \text{ ni } (6.10) \text{ ga qo'ysak,}$$

$$F_\tau = m \frac{dv}{dt}, \quad F_n = m \frac{v^2}{\rho}, \quad F_b = 0 \quad (12) \text{ kelib chiqadi.}$$



5-rasm.



6-rasm

(7) tenglamalar moddiy nuqta harakati differensial tenglamalarining tabiiy usulda ifodalanishidir. Aytaylik, moddiy nuqta qo'zg'almas silliq chiziq ustida harakatlanayotgan bo'lsin (6-rasm).

Sanoq sistemasi boshini O, M nuqtaning egri chiziqli koordinatasini $\vec{OM} = s$ deb qabul qilamiz. Qo'zg'almas silliq chiziqning nuqtaga ta'siri $\vec{N}$ reaksiya kuchi bilan almashtirilib, nuqtani bog'lanishdan qutqaramiz. Natijada erksiz moddiy nuqta dinamikasining asosiy tenglamasi quyidagicha yoziladi:

$$\vec{F} + \vec{N} = m\vec{a} \text{ yoki } \vec{F} + \vec{N} = m \frac{d^2 \vec{r}}{dt^2} \quad (13)$$

Bu tenglamani Dekart koordinata o'qlariga proyeksiyalasak, erksiz moddiy nuqta harakati differensial tenglamalarining koordinata usuldagi ifodasi kelib chiqadi:

$$\vec{F}_x + \vec{N}_x = m \frac{d^2 x}{dt^2}; \quad \vec{F}_y + \vec{N}_y = m \frac{d^2 y}{dt^2}; \quad \vec{F}_z + \vec{N}_z = m \frac{d^2 z}{dt^2} \quad (14)$$

(13) ni tabiiy koordinata o'qlariga proyeksiyalaymiz:

$$\vec{F}_\tau + \vec{N}_\tau = m \frac{d^2 v}{dt^2}, \quad \vec{F}_n + \vec{N}_n = m \frac{v^2}{dt^2}, \quad \vec{F}_b + \vec{N}_b = 0$$

Qo'zg'almas chiziq silliq bo'lganligi uchun $\vec{N}$ ning urinmadagi proyeksiyasi nolga teng:

$$N_\tau = 0. \text{ Demak, } \vec{F}_\tau + m \frac{d^2 v}{dt^2}, \quad \vec{F}_n + \vec{N}_n = m \frac{v^2}{dt^2}, \quad \vec{F}_b + \vec{N}_b = 0 \quad (15)$$

(15) moddiy nuqtaning qo'zg'almas silliq chiziq ustidagi harakati differensial tenglamasini tabiiy usulda ifodalashdan iborat. Xususiyl holda $\vec{F}$ kuch urinma tekislikda yotsa, $F_b = 0$ bo'lib, normal reaksiya trayektoriyaning bosh normali bilan bir yo'nalishda bo'ladi.

Takrorlash uchun savollar:

1. Dinamika qismi nimani o'rganadi?
2. Dinamikaning birinchi qonuni nimadan iborat?
3. Xavosiz bo'shliqda jism harakatlana olishi mumkinmi?
4. Dinamikaning asosiy qonunini taoriflab bering?
5. Dinamikaning uchinchi qonunini taoriflab bering?
6. Inertial hisob sistemasi nimadan iborat?
7. SI halqaro o'lchov sistemasi nima?
8. MKGSS o'lchov sistemasi nima?
9. Kuchlarning asosiy ko'rinishlari qaysilardan iborat?
9. Xarakatning differentsal tenglamasini Dekart o'qlardagi ko'rinishini yozib bering?
11. Xarakatning differentsal tenglamasini tabiiy uch yoqli o'qlardagi ko'rinishini yozib bering?
12. Dinamikaning birinchi asosiy masalasini nimadan iborat?

10 MA'RUZA

MODDIY NUQTANING TEBRANMA HARAKATI. MODDIY NUQTANING ERKIN TEBRANMA HARAKATI. MODDIY NUQTANING SO'NUVCHI TEBRANMA HARAKATI. MODDIY NUQTANING MAJBURIY TEBRANMA HARAKATI. REZONANS.

Reja:

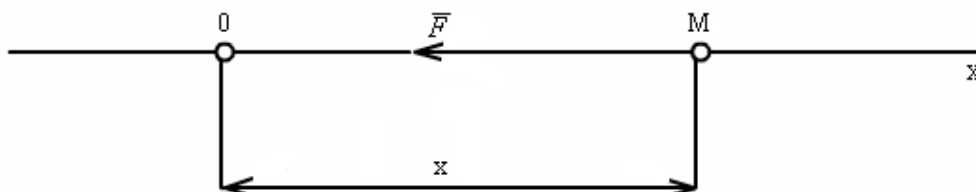
1. Erkin tebranishlar. Qarshilik kuchi bo'lmagandagi erkin tebranishlar.
2. Qarshilik kuchi mavjud bo'lgandagi erkin tebranishlar. So'nuvchi tebranishlar.
3. Majburiy tebranishlar. Qarshilik kuchi bo'lmagandagi majburiy tebranishlar.
4. Qarshilik kuchi mavjud bo'lgandagi majburiy tebranishlar.
5. Rezonans hodisasi.

Tayanch iboralar: Tebranish davri, tebranish chastotasi, tebranish amplitudasi, muhitning qarshilik kuchlari, Siklik chastota, tebranish dekrementi.

Qarshilik kuchi bo'lmagandagi erkin tebranishlar.

Tebranma harakat yoki qisqacha qilib aytganda tebranishlar turli sohalarda uchraydi. Masalan, mexanik tebranishlar, akustik tebranishlar, yorug'lik tebranishlar, elektromagnit tebranishlar va boshqalar. Bu tebranishlar fizik xususiyati bilan farq qilsada, ular barchasi ma'lum bir qonuniyatga bo'yn so'nadi.

Tebranishlar nazariy mexanikaning asosiy bo'limlaridan biri bo'lib hisoblanadi. Hozirgi zamon texnikasi taraqqiyotida uning roli kundan-kunga o'sib bormoqda. Dvigatellar, mashina va mexanizmlar, ko'priklar va boshqa xil inshootlarni loyihalashda ularning tebranishlari albatta hisobga olinadi.



1-rasm

Shunga ko'ra mexanik tebranishlarni o'rganish muhim ahamiyatga ega, chunki bu tebranishlar texnikada ko'plab yuz beradi. Mexanik tebranishlarni o'rganishda olingan natijalar, boshqa sohalarida sodir bo'ladigan tebranishlarni o'rganishda foydalanish mumkin.

Qarshilik kuchi bo'lmaganda erkin tebranishlarni ko'rib chiqamiz. Massasi m bo'lgan M moddiy nuqta muvozanat vaziyati tomon qaytaruvchi $\vec{F}$ kuch ta'sirida to'g'ri chiziqli bo'ylab harakatlanayotgan bo'lsin (1-rasm). $\vec{F}$ kuch M nuqtani doimo muvozanat vaziyati O nuqta tomon harakatlantirishga intiladi.

Shunga ko'ra $\vec{F}$ kuch muvozanat vaziyati tomon qaytaruvchi kuch deb ataladi. Bunday kuchga misol qilib elastiklik kuchni ko'rsatish mumkin. $\vec{F}$ kuchning moduli M nuqtadan muvozanat vaziyati O nuqtasigacha bo'lgan masofaga proporsional, ya'ni

$$F = c \cdot OM$$

Bu erda c – proporsionallik koeffitsienti. M nuqtaning harakat qonunini aniqlaymiz.

M nuqtaning harakat yo'nalishi bo'ylab x o'qini o'tkazamiz. Koordinata boshi qilib O nuqtani olamiz. $\vec{F}$ kuchning x o'qdagi proyeksiyasi F_x desak, u holda quyidagini yozamiz.

$$F_x = -cx \quad (1)$$

u holda M nuqta harakatining differensial tenglamasi quyidagi ko'rinishda bo'ladi.

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = -cx$$

$\frac{c}{m} = k^2$ deb belgilasak tenglikning har ikkala tomonini m ga bo'lib yuqoridagi tenglik

quyidagi ko'rinishni oladi. $\frac{d^2 x}{dt^2} + k^2 x = 0$ (2)

(2) tenglama qarshilik kuchi bo'lmaganda nuqtaning erkin tebranishlarining differensial tenglamasi. Bu tenglama ikkinchi tartibli chiziqli o'zgarmas koeffitsientli differensial tenglama bo'lib hisoblanadi.

Bu differensial tenglamani integrallash uchun uning xarakteristik tenglamasini tuzamiz:

$$n^2 + k^2 = 0$$

Bu tenglama $n_{1,2} = \pm ik$ ildizlarga ega bo'lgani uchun (2) tenglamaning umumiy yechimi quyidagi ko'rinishda bo'ladi:

$$x = C_1 \cos kt + C_2 \sin kt \quad (3)$$

bu yerda C_1, C_2 – integral doimiylari (3) dan vaqt bo'yicha hosila olamiz:

$$\dot{x} = \frac{dx}{dt} = -kC_1 \sin kt + kC_2 \cos kt \quad (4)$$

(4) nuqtaning tezligini aniqlovchi formula.

Integral doimiylari C_1 , va C_2 larning qiymatlari boshlang'ich shartdan foydalanib topiladi. Boshlang'ich shart quyidagicha bo'lsin:

$$t = 0 \text{ da } x = x_0, \quad \mathcal{G} = \mathcal{G}_0 \quad (5)$$

$$(5) \text{ ni } (3) \text{ va } (4) \text{ ga qo'yib, } C_1 = x_0, \quad C_2 = \frac{\mathcal{G}_0}{k}$$

Ekanligini aniqlaymiz. Quyidagi belgilashlarni kiritamiz:

$$C_1 = a \sin \alpha \quad C_2 = a \cos \alpha$$

Belgilashlarni e'tiborga olsak (19) tenglama quyidagi ko'rinishni oladi:

$$x = a \sin(kt + \alpha) \quad (6)$$

Buyerda a, α – ixtiyoriy o'zgarmas sonlar (6)
tenglamanuqtaning garmonik tebranma harakat tenglamasi.

Shunday qilib, moddiy nuqtaning muvozanat vaziyatidagi o'nglangan kuchta siridagi erkin tebranma harakatiga garmonik tebranma harakatdan iborat bo'ladi (2-rasm).

Nuqtaning tebranma harakatidagi tezligini aniqlash uchun (6) dan vaqt bo'yicha hosil olamiz:

$$\mathcal{G} = \frac{dx}{dt} = k a \cos(kt + \alpha) \quad (7)$$

ava α ning qiymatlarini boshlang'ich shart (5) dan aniqlanadi:

$$x_0 = a \sin \alpha, \quad \mathcal{G}_0 = a k \cos \alpha \text{ Bundan } a \text{ va } \alpha \text{ larni aniqlaymiz:}$$

$$a = \sqrt{x_0^2 + \frac{\mathcal{G}_0^2}{k^2}}; \quad \operatorname{tg} \alpha = \frac{x_0 \cdot k}{\mathcal{G}_0} \quad (8)$$

Moddiy nuqtaning erkin tebranishlarini grafikasi 1-rasmda keltirilgan; bu yerda boshlang'ich siljish x_0 , tebranishlar amplitudasi a , tebranishlar davri T bilan belgilangan.

Endi tebranishlar davri T ni aniqlaymiz. Nuqtaning bir to'liq tebranishi uchun ketgan vaqtga tebranishlar davri deyiladi. Tebranishlar davri va chastotasi orasidagi bog'lanish harakatning davriyligi shartidan aniqlanadi.

$$k(t + T) + \alpha = kt + \alpha + 2\pi \text{ yoki } kt + kT + \alpha = kt + \alpha + 2\pi$$

$$\text{bundan } T = \frac{2\pi}{k} \quad (9) \text{ k ni qiymatini qo'ysak: } T = \frac{2\pi}{\sqrt{\frac{c}{m}}} = 2\pi \sqrt{\frac{m}{c}} \quad (9^1)$$

(9) va (9¹) formulalarda x_0 va $\mathcal{G}_0$ lar qatnashmayapti, shunga ko'ra tebranishlar davri boshlang'ich shartlarga bog'liq emas.

(9) dan $k = \frac{2\pi}{T}$, bundan shunani bilish mumkin, k – kattalik moddiy nuqtaning 2π sichidat o'liq tebranishlar soni. k – kattalik tebranishlarning doiraviy chastotasideyiladi, o'lchov birligi $\frac{1}{c}$

Nuqtaning erkintebanishigao‘zgarmaskuchningta’siri.
 Mmoddiy nuqtagamuvozanatvaqti Onuqtatomonqaytaruvchi $\bar{F}$ kuchdantashqari,
 modulivayo‘nalishio‘zgarmasbo‘lgan $\bar{P}$ kuchhamta’siretayotganbo‘lsin (5- rasm).

Bunday holda Mnuqtaning muvozanat holati Onuqtadan $OO_1 = \lambda_{CT}$
 masofada O_1 nuqtaga ko‘chadi.

bu yerda λ_{CT} , $c\lambda_{CT} = P$ formuldan aniqlanadi yoki

$$\lambda_{CT} = \frac{P}{c} \quad (10) \quad \lambda_{CT} \text{ -statik cho‘zilish (og‘ish) deyiladi.}$$

Koordinata boshi qilib O_1 nuqtani olib, O_1X o‘qni $\bar{P}$ kuch yo‘nalgan tomonga qaratib
 yo‘naltiramiz. U holda $F_x = -c(x + \lambda_{CT})$ ba $P_x = P$ deb olib nuqta harakatining differensial
 tenglamasini tuzamiz:

$$m \frac{d^2x}{dt^2} = +F_x + P_x \quad \text{yoki} \quad m \frac{d^2x}{dt^2} = -c(x + \lambda_{CT}) + P, \quad m \frac{d^2x}{dt^2} = -cx - c\lambda_{CT} + P$$

bu yerda $-s\lambda_{CT} + R = 0$ ekanligini e’tiborga olib tenglikni har ikkala tomonini m ga bo‘lib
 $\frac{c}{m} = k^2$ ekanligini e’tiborga olsak quyidagi tenglama kelib chiqadi:

$$\frac{d^2x}{dt^2} + k^2x = 0$$

bu tenglama (2) tenglamaning o‘zginasi. Bundan quyidagi xulosa kelib chiqadi. Nuqtaga
 ta’sir etuvchi o‘zgarmas $\bar{P}$ kuch tebranish xarakterini o‘zgartirmaydi, faqatgina muvozanat
 holatini $\bar{P}$ kuch yo‘nalgan tomonga statik cho‘zilish (og‘ish) λ_{CT} masofaga siljitar ekan.

Tebranishlar davrini λ_{CT} orqali ifodalaymiz:

$$T = \frac{2\pi}{k} = 2\pi \sqrt{\frac{m}{c}} = 2\pi \sqrt{\frac{m}{P}} = 2\pi \sqrt{\frac{m \cdot \lambda_{CT}}{m g}} = 2\pi \sqrt{\frac{\lambda_{CT}}{g}} \quad \text{Demak } T = 2\pi \sqrt{\frac{\lambda_{CT}}{g}} \quad (11)$$

Qarshilik kuchi mavjud bo‘lgandagi erkin tebranishlar (So‘nar tebranishlar).

M moddiy nuqtaga muvozanat vaziyati tomon qaytaruvchi $\bar{F}$ kuchdan tashqari tezlikka
 proporsional bo‘lgan muhitning qarshilik ko‘rsatuvchi kuchi $\bar{R}$ ham ta’sir etayotgan bo‘lsin (6-
 rasm). U holda nuqta harakati tenglamasining x o‘qdagi proyeksiyasi quyidagi ko‘rinishda
 bo‘ladi.

$$m \frac{d^2x}{dt^2} = F_x + R_x \quad \text{bu yerda } F_x = -cx; \quad R_x = -\mu v = -\mu \frac{dx}{dt}$$

$$F_x \text{ va } R_x \text{ larning qiymatlarini o‘rniga qo‘yamiz: } m \frac{d^2x}{dt^2} = -cx - \mu \frac{dx}{dt}$$

tenglikning har ikkala tomonini m ga bo'lamiz: $m \frac{d^2 x}{dt^2} = -\frac{c}{m} x - \frac{\mu}{m} \frac{dx}{dt}$

Quyidagi belgilashlarni kiritamiz: $\frac{c}{m} = k^2$; $\frac{\mu}{m} = 2\epsilon$

Belgilashlarni o'rniga qo'yib tenglamani quyidagi ko'rinishda yozamiz:

$$\frac{d^2 x}{dt^2} + 2\epsilon \frac{dx}{dt} + k^2 x = 0 \quad (12)$$

(12) qarshilikkuchimavjudbo'lgandagierkin (so'nar) tebranishlarningdifferensialtenglamasi. Budifferensialtenglamaningyechimini $x = \bar{e}^{nt}$ ko'rinishdaqidiramiz.

X ningqiymatini (12) gaqo'yibuningharakteristiktenglamasinituzamiz:

$$n^2 + 2\epsilon n + k^2 = 0$$

Xarakteristik tenglamaning ildizi. $n_{1,2} = -\epsilon \pm \sqrt{\epsilon^2 - k^2}$

ko'rinishda bo'ladi. Nuqtaning harakati xarakteristik tenglama ildizlari qabul qiladigan qiymatlarga bog'liq bo'ladi.

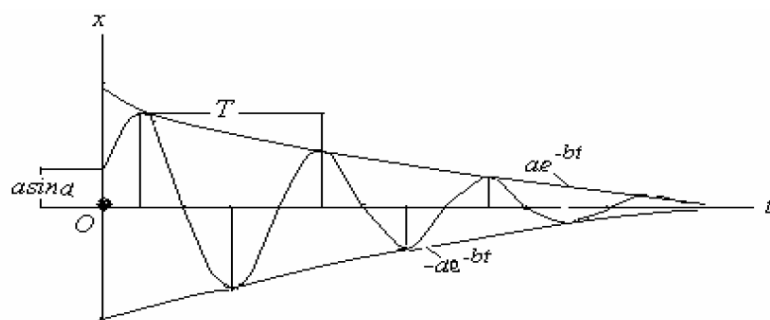
I. $k > \epsilon$ nuqtani muvozanat holatiga qaytaruvchi kuch, muhitning qarshilik ko'rsatuvchi kuchidan katta bo'lsin. Bu holda $k^2 - \epsilon^2 = k_1^2$ deb belgilaymiz. Xarakteristik tenglamaning ildizlari $n_{1,2} = -\epsilon \pm ik$, bo'lib (12) tenglamaning yechimi quyidagi ko'rinishda bo'ladi:

$$x = \bar{e}^{\epsilon t} (C_1 \cos k_1 t + C_2 \sin k_1 t) \quad (13)$$

Quyidagi belgilashlarni kiritamiz: $C_1 = a \sin \alpha$, $C_2 = a \cos \alpha$

Natijada (13) tenglamaquyidagiko'rinishnioladi. $x = a \bar{e}^{\epsilon t} \sin(k_1 t + \alpha)$ (14)

Butenglamagarmoniktebranmaharakattenglamasidan $\bar{e}^{\epsilon z}$ ko'paytuvchibilanfarqqiladi. Buko'paytuvchivaqto'tishibilannolgaintiladi, ya'ni $t \rightarrow \infty$ da $\bar{e}^{\epsilon z} \rightarrow 0$. Shusababli (14) tenglamagaqarshilikkuchi mavjudbo'lgandagierkin (so'nar) tebranishlarharakattenglamasiintegralifodasideyiladi. So'nar tebranishlar grafikasi 7-rasmda ko'rsatilgan.



7 –rasm. So`nuvchi tebranishning grafigi

Agar (14) dan vaqt bo'yicha hosila olsak, nuqtaning so'nar tebranishlardagi tezligini aniqlovchi formulani hosil qilamiz.

$$\mathcal{G} = \frac{dx}{dt} = ak_1 \bar{e}^{\epsilon z} \cos(k_1 t + \alpha) - a\epsilon \bar{e}^{\epsilon z} \sin(k_1 t + \alpha) \quad (15)$$

a va α larning qiymatlari boshlang'ich shartlardan topiladi. Boshlag'ich shart

$$t=0 \quad \partial a \quad x=x_0, \quad \mathcal{G}=\mathcal{G}_0$$

ko'rinishdabo'lsaularni(14) va (15) gaqo'yib, ushbutenglamalarsistemasinihosilqilamiz.
 $x_0 = a \sin \alpha, \quad \mathcal{G}_0 = ak_1 \cos \alpha - \epsilon x_0$

Bulardan a va α larnianiqlaymiz:

$$\left. \begin{aligned} a &= \sqrt{x_0^2 - \frac{(\mathcal{G}_0 + \epsilon x_0)^2}{k_1^2}} \\ \operatorname{tg} \alpha &= \frac{x_0 \cdot k_1}{\mathcal{G}_0 + \epsilon x_0} \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

$$\text{So'narteburanishlardavri } T_1 = \frac{2\pi}{k_1} = \frac{2\pi}{\sqrt{k^2 - \epsilon^2}} \quad (17)$$

Underdamped System. Most often $c < c_c$, in which case the system is referred to as *underdamped*. In this case the roots λ_1 and λ_2 are complex numbers, and it can be shown that the general solution of Eq. 22-27 can be written as

$$x = D[e^{-(c/2m)t} \sin(\omega_d t + \phi)] \quad (22-32)$$

where D and ϕ are constants generally determined from the initial conditions of the problem. The constant ω_d is called the *damped natural frequency* of the system. It has a value of

$$\omega_d = \sqrt{\frac{k}{m} - \left(\frac{c}{2m}\right)^2} = \omega_n \sqrt{1 - \left(\frac{c}{c_c}\right)^2} \quad (22-33)$$

where the ratio c/c_c is called the *damping factor*.

The graph of Eq. 22-32 is shown in Fig. 22-16. The initial limit of motion, D , diminishes with each cycle of vibration, since motion is confined within the bounds of the exponential curve. Using the damped natural frequency ω_d , the period of damped vibration can be written as

$$\tau_d = \frac{2\pi}{\omega_d} \quad (22-34)$$

Since $\omega_d < \omega_n$, Eq. 22-33, the period of damped vibration, τ_d , will be greater than that of free vibration, $\tau = 2\pi/\omega_n$.

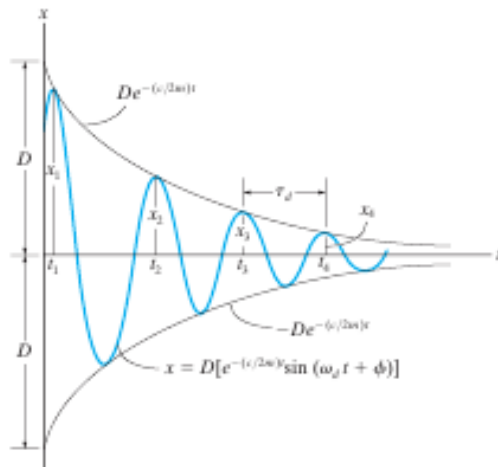


Fig. 22-16

Formulayordamidaaniqlanadi. Birtebranishdavriichidanuqtabirmartato'liqtebranadi. (9) nie'tiborgaolinsa (17) formulaquyidagiko'rinishnioladi.

$$*T_1 = \frac{2\pi}{k\sqrt{1 - \frac{c^2}{k^2}}} = \frac{T}{\sqrt{1 - \frac{c^2}{k^2}}} \approx T \left(1 + \frac{1}{2} \frac{c^2}{k^2}\right) \quad (17^1)$$

Hosilqilinganformuladanko'rinadikiso'nartebanishlardavri T_1 , erkintebranishlardavri T dankattaekan, ya'ni $T_1 > T$;

Tebranmaharakatqilayotgannuqtaningo'ngga (yokichapga) ikkitaketmaketmaksimalog'ishlariorasigao'tganvaqthamtebranishdavri T_1 gatengbo'ladi. Demak, nuqtaningo'nggatomonbirinchimaksimalog'ishi x_1 vaqtning t_1 paytidasodirbo'lganbo'lsa,

ikkinchimaksimalog‘ishi x_2 vaqtning $t_2 = t_1 + \Delta t$ paytidasodirbo‘ladi. U holda $k_1 T_1 = 2\pi$ ekanligini hamda (14) ni e‘tiborga olsak, quyidagi tenglamani hosil qilamiz:

$$x_1 = a\bar{e}^{\hat{a}t} \sin(k_1 t + \alpha);$$

$$x_2 = a\bar{e}^{e(t_1+T_1)} \sin(k_1 t + k_1 T_1 + \alpha) = x_1 \bar{e}^{eT_1},$$

The amplitude is obtained by squaring these equations, adding the results, and using the identity $\sin^2 \phi' + \cos^2 \phi' = 1$, which gives

$$X' = \frac{F_0}{\sqrt{(k - m\omega_0^2)^2 + c^2 \omega_0^2}} \quad (22-37)$$

Dividing the first equation by the second gives

$$\phi' = \tan^{-1} \left[\frac{c\omega_0}{k - m\omega_0^2} \right] \quad (22-38)$$

Since $\omega_n = \sqrt{k/m}$ and $c_c = 2m\omega_n$, then the above equations can also be written as

$$X' = \frac{F_0/k}{\sqrt{[1 - (\omega_0/\omega_n)^2]^2 + [2(c/c_c)(\omega_0/\omega_n)]^2}} \quad (22-39)$$

$$\phi' = \tan^{-1} \left[\frac{2(c/c_c)(\omega_0/\omega_n)}{1 - (\omega_0/\omega_n)^2} \right]$$

The angle ϕ' represents the phase difference between the applied force and the resulting steady-state vibration of the damped system.

The *magnification factor* MF has been defined in Sec. 22.3 as the ratio of the amplitude of deflection caused by the forced vibration to the deflection caused by a static force F_0 . Thus,

$$MF = \frac{X'}{F_0/k} = \frac{1}{\sqrt{[1 - (\omega_0/\omega_n)^2]^2 + [2(c/c_c)(\omega_0/\omega_n)]^2}} \quad (22-40)$$

The MF is plotted in Fig. 22-17 versus the frequency ratio ω_0/ω_n for various values of the damping factor c/c_c . It can be seen from this graph that the magnification of the amplitude increases as the damping factor decreases. Resonance obviously occurs only when the damping factor is zero and the frequency ratio equals 1.

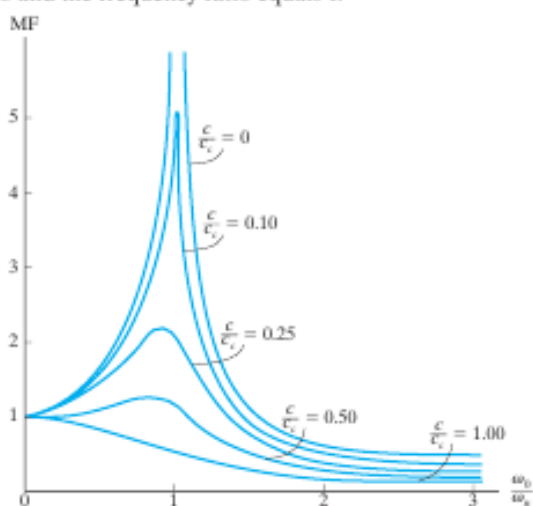


Fig. 22-17

Xuddishuningdeknuqtaningistalgan X_{n+1} og‘ishiuchun $X_{n+1} = X_0 \bar{e}^{eT_1}$ gateng.

Demaknuqtaningog‘ishlari geometric progressiyaqonunibo‘yichakamayishibiror bir rogressiyaningmaxraji $\bar{e}^{eT_1}$ tebranishlardekrementi, unilogorifmasiningmoduli, ya’ni eT_1 -logarifmikdekrementideyladi.

II. Endibiz $\epsilon > k$ bo'lganholni, ya'ni qarshilik kuchini nuqtaning muvozanat vaziyatidagi tomoniy o'ngalkuchdankattabo'lganholniko'ribchikamiz. $\epsilon^2 - k^2 = r^2$ deb belgilaymiz. U holda harakteristik tenglamaningildizi $x_{1,2} = -\epsilon \pm r$ ko'rinishdabo'ladi. U holda (12) differensial tenglamaning yechimi $\epsilon > k$ bo'lgan holda quyidagiko'rinishdabo'ladi:

$$X = C_1 e^{-(\epsilon+r)t} + C_2 e^{-(\epsilon-r)t} \quad (18)$$

Bunday holda nuqtaning harakati tebranma harakatdan iborat bo'lmaydi, nuqta muvozanat vaziyatiga keladi.

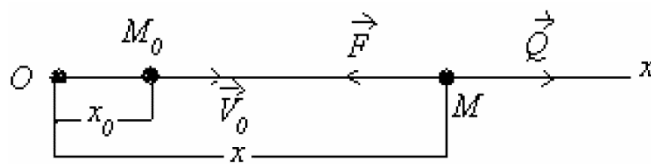
$t = 0$, $x = x_0 > \epsilon a$ $\mathcal{G}_x = \mathcal{G}_{x_0} > 0$ bo'lganda harakatning grafikasi (8-rasmda) ko'rsatilgan.

Majburiy tebranishlar.

M moddiy nuqtaga muvozanat vaziyati tomon qaytaruvchi $\bar{F}$ kuchdan tashqari, vaqtga bog'liq ravishda davriy ravishda o'zgaruvchi $\bar{Q}$ kuch ham ta'sir etayotgan holni ko'rib o'tamiz. $\bar{Q}$ kuchning x o'qidagi proyeksiyasi

$$Q_x = Q \cdot \sin(Pt) \quad (19)$$

ko'rinishda bo'lsin.



Bu kuchga uyg'otuvchi kuch deyiladi. Bu yerda Q - uyg'otuvchi kuchning amplitudasi, R - uyg'otuvchi kuchning chastotasi. Uyg'otuvchi kuch ta'sirida bo'ladigan tebranishlarga majburiy tebranishlar deyiladi.

1. Qarshilik kuchi bo'lmagandagi majburiy tebranishlar.

M moddiy nuqtaga muvozanat vaziyati tomon qaytaruvchi $\bar{F}$ kuchdan tashqari uyg'otuvchi $\bar{Q}$ kuch ham ta'sir etayotgan bo'lsin. Nuqta harakatining differensial tenglamasi quyidagi ko'rinishda bo'ladi:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = -cx + Q_0 \sin(\rho t)$$

tenglikni har ikkala tomonini m ga bo'lib $\frac{c}{m} = k^2$, $\frac{Q_0}{m} = h$ ekanligini e'tiborga olsak yuqoridagi tenglama quyidagi ko'rinishni oladi.

$$\frac{d^2 x}{dt^2} + k^2 x = h \sin(\rho t) \quad (20)$$

(20) tenglamaga qarshilik kuchi bo'lmagandagi majburiy tebranishlarning differensial tenglamasi deyiladi. Bu tenglamaning umumiy yechimi differensial tenglamalar nazariyasidan $x = x_1 + x_2$ (21) ko'rinishda bo'ladi. Bu yerda x_1 - (20) tenglamaning o'ng tomonisiz umumiy

yechimi ya'ni $x_1 = a \sin(\omega t + t)$ (21¹) $x_2 - (36)$ tenglamaning qandaydir xususiy yechimi. $\rho \neq k$ deb olib x_2 ning yechimini $x_2 = \beta \sin(\rho t)$ (21) ko'rinishda qidiramiz.

Bu yerda V – o'zgarmas kattalik bo'lib, u shunday qiymatga ega bo'lishi kerakki, qiymatni (20) ga qo'yganimizda tenglama ayniyatga aylansin. Buning uchun (21) dan vaqt bo'yicha ikki marta hosila olamiz. $\frac{d^2 x}{dt^2} = -\beta \rho^2 \sin(\rho t)$ (22) (21) va (22) larni (20) ga qo'yamiz.

$$\beta \rho^2 \sin(\rho t) + k^2 \beta \sin(\rho t) = h \sin(\rho t) \text{ yoki } (k^2 - \rho^2) \beta \sin(\rho t) = h \sin(\rho t)$$

Matematika kursidan ma'lumki bir xil trigonometrik funksiyalar oldidagi koeffitsiyentlar o'zaro tengligidan $\beta = \frac{h}{k^2 - \rho^2}$ (23) ekanligini aniqlaymiz.

$$\text{Shunday qilib xususiy yechim } x_2 = \frac{h}{k^2 - \rho^2} \sin(\rho t) \quad (24) \text{ ni hosil qilamiz.}$$

(21¹) va (24) larni (15) ga qo'yib (20) differensial tenglamaning yechimi quyidagi ko'rinishda yoziladi: $x = a \sin(kt + \alpha) + \frac{h}{k^2 - \rho^2} \sin(\rho t)$ (25)

bu yerdagi a va α - integral doimiylari bo'lib, ular boshlang'ich shartlardan foydalanib topiladi. (41) dan ko'rinadiki nuqtaga muvozanat vaziyati tomon qaytaruvchi $\bar{F}$ va uyg'otuvchi $\bar{Q}$ kuchlar ta'sir etsa mazkur nuqta k chastota bilan sodir bo'ladigan erkin tebranma harakat hamda uyg'otuvchi kuch chastotasi ρ bilan sodir bo'ladigan majburiy tebranma harakatlardan iborat tebranma harakat qilar ekan. S_{2y} majburiy tebranishlar amplitudasi

$$\beta = \frac{h}{|k^2 - \rho^2|} \quad (26)$$

Majburiy tebranishlar amplitudasi chastotalar nisbati $\frac{\rho}{k}$ ga bog'liqligini aniqlaymiz.

Buning uchun sof majburiy tebranishlar amplitudasini quyidagi ko'rinishda yozamiz:

$$\beta = \frac{h}{|k^2 - \rho^2|} = \frac{h}{k^2 \left| 1 - \frac{\rho^2}{k^2} \right|} = \frac{\lambda_0}{\left| 1 - \frac{\rho^2}{k^2} \right|} \quad (27)$$

bu yerda $\lambda_0 = \frac{h}{k^2} = \frac{Q_0}{C}$ - nuqtaning Q_0 kuch ta'siridagi statik og'ishi. Quyidagi belgilashlarni kiritamiz.

$$\eta = \frac{\beta}{\lambda_0} = \frac{\lambda_0}{\lambda_0 \left| 1 - \frac{\rho^2}{k^2} \right|} = \frac{1}{\left| 1 - \frac{\rho^2}{k^2} \right|}; \quad Z = \frac{\rho}{k} \quad (28^1)$$

η - dinamik koeffitsiyent; bu koeffitsiyent majburiy tebranma harakat amplitudasi statik og'ishdan necha marta katta ekanligini ko'rsatadi.

Grafikadan (9-rasm) ko'rinadiki $\frac{\rho}{k} \rightarrow 1$ da dinamik koeffitsiyent juda katta qiymatga erishadi.

2. Qarshilik kuchi mavjud bo'lgandagi majburiy tebranishlar.

M moddiy nuqtaning muvozanat vaziyati tomon qaytaruvchi $\bar{F}$, muhitning qarshilik ko'rsatuvchi $\bar{R}$ va uyg'otuvchi Q kuchlar ta'siridagi harakati ko'rib chiqamiz. Bunday holda nuqta harakatining differensial tenglamasi quyidagi ko'rinishda bo'ladi:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = -CX - \mu \frac{dx}{dt} + Q_0 \sin \rho t \quad (29)$$

tenglikning har ikkala tomonini m ga bo'lib va quyidagi belgilashlarni kiritamiz.

$$\frac{C}{m} = k^2, \quad \frac{\mu}{m} = 2\epsilon, \quad \frac{Q_0}{m} = h$$

Belgilashlarni e'tiborga olsak nuqtaning harakat tenglamasi

$$\frac{d^2 x}{dt^2} + 2\epsilon \frac{dx}{dt} + k^2 x = h \sin(\rho t) \quad (30)$$

(30) tenglama qarshilik kuchi mavjud bo'lgandagi majburiy tebranishlarning differensial tenglamasi. Uning yechimini $x = x_1 + x_2$ (31) ko'rinishda qidiramiz.

Bu yerda x_1 - (30) differensial tenglamaning o'ng tomonisiz umumiy yechimi, y $R > 0$ bo'lganda (14) ko'rinishda bo'ladi.

x_2 - (30) differensial tenglamaning qandaydir xususiy yechimi. Xususiy yechimni quyidagi ko'rinishda qidiramiz.

$$X_2 = B \sin(pt - \beta) \quad (32)$$

bu yerda V va β - o'zgarmas sonlar bo'lib, ularni shunday tanlash kerakki (30) tenglama ayniyatga aylansin. (32) dan vaqt bo'yicha ikki marta hosila olamiz:

$$\frac{dx}{dt} = Bp \cos(pt - \beta), \quad \frac{d^2 x}{dt^2} = -Bp^2 \sin(pt - \beta). \quad (33)$$

(32) va (33) larni (30) ga qo'yib quyidagi tenglamani hosil qilamiz:

$$-Bp^2 \sin(pt - \beta) + 2\epsilon Bp \cos(pt - \beta) + k^2 B \sin(pt - \beta) = h \sin(pt).$$

Tenglamani quyidagi ko'rinishda o'zgartiramiz.

$$(k^2 - p^2)B \sin \chi + 2\epsilon Bp \cos \chi = h(\cos \beta \sin \gamma + \sin \beta \cos \gamma),$$

bu yerda: $\rho t - \beta = \chi$, $\rho t = \chi + \beta$

Tenglik vaqtning istalgan payti uchun o'rinli bo'lishi uchun $\sin \chi$ va $\cos \chi$ lar oldidagi koeffitsiyentlar o'zaro teng bo'lishi kerak:

$$B(k^2 - \rho^2) = h \cos \beta, \quad 2\epsilon \beta \rho = p \sin \beta \quad (34)$$

V va β kattaliklarning qiymatlari (50) dan topiladi.

$$B = \frac{h}{\sqrt{(k^2 - \rho^2) + 4\epsilon^2 \rho^2}}, \quad \operatorname{tg} \beta = \frac{2\epsilon \rho}{k^2 - \rho^2} \quad (35)$$

Topilgan x_1 va x_2 larning qiymatlarini (31) ga qo'yamiz:

$$x = a\bar{e}^{\epsilon t} \sin(k, t + \alpha) + \beta \sin(\rho t - \beta) \quad (36)$$

bu yerda a va α - o'zgarmas sonlar bo'lib ularning qiymatlari boshlang'ich shartlardan topiladi, V va β larning qiymatlari (35) formuladan topiladi, ular boshlang'ich shartlarga bog'liq emas. Ko'rib chiqilayotgan tebranish murakkab tebranishdan iborat bo'lib, birinchi qo'shiluvchi had boshlang'ich shartlarga bog'liq bo'lgan sshtuvchi tebranish va ikkinchi qo'shiluvchi had sof majburiy tebranishlardan iborat (36) tenglikdagi birinchi qo'shiluvchi hadda $\bar{e}^{\epsilon t}$ ko'paytuvchi qatnashayotganligi bunday tebranish tezda so'nadi va nuqta

$$x = B \sin(\rho t - \beta) \quad (37)$$

qonuniyat bo'yicha tebranma harakat qiladi. Bunday tebranishlarga majburiy tebranishlar deyiladi. Majburiy tebranishlarning fazasi uyg'otuvchi kuch fazasidan faza siljishi deb ataluvchi β kattalikka orqada qoladi. Quyidagi belgilashlarni kiritamiz:

$$Z = \frac{\rho}{k}, \quad h = \frac{\epsilon}{k}, \quad \lambda_0 = \frac{h}{k^2} = \frac{Q_0}{C} \quad (38)$$

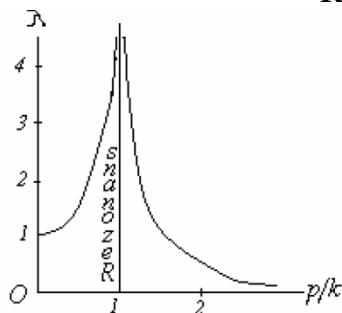
bu yerda: Z - chastotalar nisbati; h - qarshilikni harakterlovchi kattalik; λ_0 - nuqtaning $\bar{Q}$ kuch ta'sirida statik siljishini xarakterlovchi kattalik (35) tenglamaning sur'at va maxrajini k^2 ga bo'lsak quyidagi tenglamani hosil qilamiz:

$$B = \frac{\lambda_0}{\sqrt{(1 - Z^2)^2 + 4h^2 Z^2}}; \quad \operatorname{tg} \beta = \frac{2hZ}{1 - Z^2} \quad (39)$$

(39) tenglamalardan V va β ikkita o'lchamsiz Z va h kattaliklarga bog'liq bo'lar ekan. h ning turli qiymatlarida bu bog'lanish grafikasi 10-rasmda ko'rsatilgan. Birinchi grafikda (10-

rasm) dinamik koeffitsiyent $\eta = \frac{B}{\lambda_0}$ ning (amplituda V ning λ_0 ga nisbatan necha marta katta ekanligini ko'rsatuvchi ko'rsatkich) chastotalar nisbati Z ga bog'liqligi ko'rsatilgan, ikkinchisida esa (11-rasm) faza siljishi β ning Z ga bog'liqlik grafikasi ko'rsatilgan.

Rezonans hodisasi.



Agar $\rho = k$ shart bajarilsa, ya'ni uyg'otuvchi kuch chastotasi xususiyy tebranishlar chastotasiga teng bo'lsa rezonans hodisasi ro'y beradi. Bu hodisani (41), (43) formulalar yordamida izohlab bo'lmaydi. Lekin shu narsani qayd qilish mumkinki rezonans hodisasi paytida majburiy

tebranishlar amplitudasi vaqtga bog'liq ravishda keskin ortib ketadi (12-rasm).

Agar $Z=1$ deb olinsa, rezonans paytida majburiy tebranishlar amplitudasi va faza siljishi (39) formuladan topiladi.

$$B_p = \frac{\lambda_0}{2h}, \quad \beta_p = \frac{\bar{N}}{2}. \quad (40)$$

Bundan ko'rinadiki h ning juda kichik qiymatlarida ham V_r juda katta qiymatlarga ega bo'lishi mumkin. Qarshilik kuchi bo'lmaganda, ya'ni $b=h=0$ majburiy tebranishlar grafikasi 12-rasmdagidek ko'rinishda bo'ladi. Shunday qilib, qarshilik bo'lmaganda rezonans hodisasi raytida sistemaning tebranishi uzoq davom etadi. Tebranishlar og'ishi esa vaqtga bog'liq ravishda uzluksiz ortib boradi. Majburiy tebranishlar xususan rezonans fizika va texnikaning juda ko'p sohalarida katta rol o'ynaydi. Masalan, mashina va dvigatellar ishlayotganida davriy ravishda o'zgaruvchi kuchlar paydo bo'lishi mumkin. Bu kuchlar ta'sirida mashina qismlari yoki fundament majburiy tebranishi mumkin. Burchak tezlik W ortishi bilan mashina qismi (yoki fundament) ning majburiy tebranish amplitudasi V ortib boradi. $W=k$ bo'lganda, majburiy tebranishlar amplitudasi maksimal qiymatga yetib rezonans ro'y beradi. W ning qiymatini bunday keyinga ortishi. V ning qiymatini kamayishiga olib keladi, $W \gg k$ bo'lganda V ning qiymati nolga teng. Juda ko'p injenerlik inshootlarida rezonans hodisasi ro'y bermasligi uchun r va k chastotalarning qiymatlari tanlab olinadi.

Rezonans hodisasidan foydalanilgan holda tebranuvchi jismlarning siljishini o'lchovchi (fundamentiv mashina qismlari va b.q.) asbob-vibrograf, yer po'slog'i tebranishini yozib boruvchi seysmograflar yasalgan. Shuningdek akustika va radiotexnikada ham rezonans hodisa alohida ahamiyatga ega.

Nazorat savollari

1. Tebranma harakat deb qanday harakatga aytiladi?
2. Tebranma harakatni izohlaydigan asosiy parametrlarni yozing.
3. Davr deb nimaga aytiladi?
4. Chastota deganda nimani tushunasb?
5. Faza deb nimaga aytiladi?
6. Tebranma harakat necha turga bo'linadi?
7. Erkin tebranma harakat deb nimaga aytiladi?
8. Qanday harakat majburiy tebranma harakat deyiladi?
9. So'nuvchi tebranma harakat deb nimaga aytiladi?
10. $\ddot{x} + kx = 0$ formulada k^2 bilan qanday nisbat belgikangan?
11. Tebranma harakat amplitudasi deb nimaga aytiladi?
12. Moddiy nuqta garmonik tebranma harakat tenglamasini yozing.
13. Rezonans hodisasini izohlang.
14. Majburiy tebranma harakat differensial tenglamasini yozing.
15. Moddiy nuqta erkin tebranma harakatining differensial tenglamasini yozing.
16. Moddiy nuqta so'nuvchi tebranma harakatining differensial tenglamasini yozing.
17. Qarshilik kichik ($b < k$) bo'lganda so'nuvchi tebranma harakat qonuni qanday yoziladi?
18. Moddiy nuqta majburiy tebranma harakatining (muhitni qarshiligi hisobga olinmagan holdagi) differensial tenglamasini yozing.
19. Moddiy nuqta majburiy tebranma harakat (muhit qarshiligi hisobga olinmagan holdagi) qonunini yozing.
20. Qanday harakat aperiodik harakatdan iborat?
21. Muhit qarshiligidagi majburiy tebranma harakat differensial tenglamasini yozing.
22. Muhit qarshiligidagi majburiy tebranma harakat qonunini yozing.
23. "Tepish" hodisasi nima?
24. So'nuvchi tebranishda amplituda qanday o'zgaradi?
25. Aperiodik harakat tenglamasi qanday?
26. Dekrement nima?

27. Dinamik koeffitsiyent qanday aniqlanadi?
 28. Rezonans holda majburiy tebranma harakat qonunini yozing.
 29. Fazalar siljisi nima?
 30. Qaytaruvchi va qarshilik kuchining koeffitsiyentlari teng bo'lganda moddiy nuqta aperiodik harakatining tenglamasini yozing.

11-MA'RUZA:

MEXANIK SISTEMA DINAMIKASI MEXANIK SISTEMA. ICHKI VA TASHQI KUCHLAR. SISTEMA MASSASI. MASSA MARKAZI. MEXANIK SISTEMA VA QATTIQ JISMNING INERSIYA MOMENTLARI HAQIDAGI TEOREMA. INERSIYA RADIUSI. JISMNING O'ZARO PARALLEL O'QLARGA NISBATAN INERSIYA MOMENTLARI HAQIDAGI TEOREMASI.

Reja:

1. Mexanik sistema. Ichki va tashqi kuchlar.
2. Sistema massasi. Massa markazi.
3. Jismning o'qqa nisbatan inersiya momenti. Inersiya radiusi.
4. Jismning o'zaro parallel o'qlarga nisbatan inersiya momentlari haqidagi teoremasi.
5. Massa markazi harakati haqidagi teorema.

Tayanch iborlar: ichki kuch, tashqi kuch, massa, inersiya, inersiya momenti.

Mexanik sistema. Tashqi va ichki kuchlar.

Mexanik sistema (yoki qisqacha sistema) deb shunday moddiy nuqtalar to'plamiga aytiladiki, uning har bir nuqtasining harakati va holati qolgan boshqa nuqtalarning harakati va holatiga bog'liq bo'ladi. Mexanik sistemaga klassik misol bo'lib quyosh sistemasi hisoblanadi, qaysiki sistemani tashkil etuvchi jismlar bir-biri bilan o'zaro tortishish kuchi bilan bog'langan. Mexanik sistemaga boshqa misol qilib istalgan mashina yoki mexanizmni olish mumkin, chunki uning hamma qismlari bir-birlari bilan geometrik turli bog'lanishlar: masalan, sharnirlar, sterjenlar, arqonlar, tasmalar yoki tishli g'ildiraklar vositasida bog'langan bo'ladi. Bu holda sistema jismlariga bog'lanishlar orqali beriladigan taranglik yoki o'zaro bosim kuchlari ta'sir etadi. Bir-biri bilan hech qanday o'zaro ta'sir kuchiga ega bo'lmagan jismlar to'plami mexanik sistema bo'la olmaydi, masalan havoda uchib ketayotgan qushlar galasi.

Mexanik sistemaga ta'sir etuvchi $\vec{F}_k^a$ aktiv va $\vec{N}_k$ bog'lanish reaksiya kuchlarini tashqi va ichki kuchlarga ajratish mumkin. Sistema nuqtasiga bu sistemaga kirmaydigan boshqa nuqta (yoki jism) larning ko'rsatadigan ta'sir kuchlari tashqi kuchlar deyiladi va $\vec{F}_k^e$ bilan belgilanadi. Sistemani tashkil etuvchi nuqta (yoki jism) larning o'zaro ta'sir kuchlari ichki kuchlar deyiladi va $\vec{F}_k^i$ bilan belgilanadi.

(ℓ va i indekslar lotincha *exteroir* – tashqi va *interoir* – ichki so'zlarning bosh harflari). Bunday ajratish shartli bo'lib, qanday mexanik sistema qaralayotganligiga bog'liq bo'ladi. Masalan, agar butun Quyosh sistemasi qaralayotgan bo'lsa, Yer bilan Quyosh orasida tortishish kuchi ichki kuchdan iborat bo'ladi; agar Yer va Oy harakati qaralayotgan bo'lsa, bu sistema uchun avvalgi kuch tashqi kuchdan iborat bo'ladi.

Ichki kuchlar quyidagi xossalarga ega:

1. Sistema barcha ichki kuchlarning geometrik yig'indisi (bosh vektori) nolga teng:

Dinamikaning uchinchi qonuniga ko'ra sistemaning har qanday ikki nuqtasi miqdor

jihtadan teng va bir to'g'ri chiziq bo'ylab qarama-qarshi tomonga yo'nalgan $\vec{F}_{12}^i$ va $\vec{F}_{21}^i$ kuchlar bilan bir-biriga ta'sir etadi. Sistema n ta nuqtalardan tashkil topgan bo'lsa ular orasidagi o'zaro ta'sir kuchlari juft – juft ravishda miqdor jihtadan teng, yo'nalishi qarama-qarshidir. Sistema nuqtalari orasidagi o'zaro ta'sir kuchlarining geometrik yig'indisi nolga teng.

$$\sum \vec{F}_k^i = 0. \quad (1)$$

2. Sistema barcha ichki kuchlarining istalgan biror nuqta (yoki o'q) ga nisbatan momentlarining yig'indisi (bosh momenti) nolga teng; Haqiqatan ham sistemani A_1 va A_2 nuqtalari bir-biri bilan $\vec{F}_{12}^i$ va $\vec{F}_{21}^i$ ichki kuchlar bilan o'zaro ta'sirlashadi. Ixtiyoriy O nuqta olib shu nuqtaga nisbatan kuchlarning momentlarini aniqlab qo'shamiz:

$$m_0(\vec{F}_{12}^i) + m_0(\vec{F}_{21}^i) = 0 \quad \text{yoki} \quad -\vec{F}_{12}^i \cdot h + \vec{F}_{21}^i \cdot h = 0$$

U holda sistema uchun quyidagi tenglik o'rinli bo'ladi.

$$\sum m_0(\vec{F}_k^i) = 0 \quad (2)$$

Keltirilgan xossalardan ichki kuchlar o'zaro muvozanatlashgan bo'ladi va sistema harakatiga hech qanday ta'siri bo'lmaydi degan xulosa chiqmasligi kerak. Ichki kuchlar mexanik sistemaning turli nuqta (yoki jism) lariga qo'yilgan bo'ladi, bu nuqta (yoki jism) lar ichki kuchlar ta'sirida bir-birlariga nisbatan harakatlana olishi mumkin.

SISTEMA MASSASI. MASSA MARKAZI.

Sistemaning harakati unga ta'sir etuvchi kuchlardan tashqari, harakatlanayotgan sistema (yoki jism) ning massalar yig'indisiga va massalarning taqsimlanishiga ham bog'liq bo'ladi. Sistema massasi deb sistemani tashkil etgan barcha nuqta (yoki jism) lar massalarining arifmetik yig'indisiga aytiladi.

$$M = \sum m_k \quad (3)$$

Mexanik sistema n ta moddiy nuqtadan tashkil topgan bo'lib, ularning massalari tegishlicha $m_1, m_2, \dots, m_n$ ga teng bo'lsin. Sistema nuqtalarining qo'zg'almas *Oxyz* koordinatalar sistemasiga nisbatan radius – vektorlarini $\vec{r}_1, \vec{r}_2, \dots, \vec{r}_n$, koordinatalirini $(x_1, y_1, z_1), (x_2, y_2, z_2), \dots, (x_n, y_n, z_n)$ bilan belgilaymiz.

$$\vec{r}_c = \frac{\sum m_k \cdot \vec{r}_k}{M} \quad (4)$$

(4) formulaga sistema massa markazi radius – vektorini aniqlash formulasi deyiladi. (4) ni Dekart koordinata o'qlaridagi proyeksiyasi sistema masalalar markazi koordinatalarining aniqlash formulasini ifodalaydi.

$$X_c = \frac{1}{M} \sum m_k \cdot x_k, \quad Y_c = \frac{1}{M} \sum m_k y_k, \quad Z_c = \frac{1}{M} \sum m_k z_k \quad (5)$$

Sistema massalar markazi bir jinsli og'irlik maydonadi ($g = \text{const}$) qattiq jismning og'irlik markazi bilan ustma-ust tushsada ular bir-birlaridan farq qiladi. Jismning og'irlik markazi tushunchasidan istalgan kuch maydonida o'z mazmunini saqlaydi. Shu bilan birgalikda massalar taqsimoti nafaqat qattiq jism uchun, istalgan mexanik sistemalarning xarakteristikasi bo'lib hisoblanadi.

Jismning o'qqa nisbatan iyersiya momenti. Inersiya radiusi.

Sistema massalar markazining holati sistema massalarning taqsimlanishini to'liq xarakterlay olmaydi. Masalan, sterjenga maxkamlangan bir xil A va V sharlar h masofada vertikal Oz o'qi atrofida aylanma harakat qilayotgan bo'lsin.

Agar sharlarni o'qidan bir xil masofada uzoqlashtirib borsak, A va V sharlardan tashkil topgan sistemaning massalar markazi o'zgarmaydi, lekin sistemaning massalar taqsimlanishi o'zgaradi (boshqa sharlar o'zgarmaganda aylanish sekinlashadi).

Shu sababli mexanikada sistema massalarining taqsimlanishini xarakterlash uchun sistemaning inersiya momenti tushunchasi kiritiladi.

Jism (sistema) ning berilgan Oz o'qqa nisbatan inersiya momenti deb, jism (sistema) barcha nuqtada massalarini ulardan o'qqacha bo'lgan masofalar kvadratlariga bo'lgan ko'paytmaga teng skalyar kattalikka aytiladi: $J_z = \sum m_k \cdot h_k^2$ (6)

Bu yerda h_k – berilgan o'qdan m_k massali nuqttagacha bo'lgan masofa. Shuningdek jism (sistema) ning nuqta (qutb) ga va tekislikka nisbatan inersiya momentlari tushunchalari ham mavjud.

Jism (sistema) ning ilgarilanma harakatida inertligini xarakterlovchi kattalik uchun massasi bo'lib hisoblansa, aylanma harakatda uning inertligini o'qqa nisbatan inersiya momenti bo'lib

hisoblanadi. Inersiya momentining o'lchami. $[J] = \text{kg} \cdot \text{m}^2$

O'qqa nisbatan inersiya momentini o'qdan nuqttagacha bo'lgan masofani nuqtaning X_k , U_k , Z_k , koordinatalari orqali ifodalab hisoblash mumkin. O'qlarga nisbatan inersiya momentlarini tegishli Z_x , Z_y , Z_z deb belgilasak u holda quyidagini hosil qiladi.

$$\begin{aligned} J_x &= \sum m_k (y_k^2 + z_k^2) \\ J_y &= \sum m_k (z_k^2 + x_k^2) \\ J_z &= \sum m_k (x_k^2 + y_k^2) \end{aligned} \quad (7)$$

Ko'pgina hisoblashlarda jismning radiusi tushunchasidan foydalaniladi. Jismning Oz o'qqa nisbatan inersiya radiusi deb R_4 chiziqli kattalikka aytiladi va quyidagi formula orqali aniqlanadi.

$$J_z = M \rho_u^2 \quad (8)$$

Bu yerda M - jism (sistema) massasi ta'siridan ko'rinadiki, inersiya radiusi jismning mo'ljallangan nuqtasidan Z o'qqacha bo'lgan shunday masofali, mazkur nuqtaning Z o'qqa nisbatan inersiya momenti shu o'qqa nisbatan inersiya momenti ma'lum bo'lsa, inersiya radiusi

$$\rho_4 = \sqrt{\frac{J_z}{M}} \quad (9)$$

(6) va (7) formulalar qattiq jismlar uchun ham istalgan mexanik sistema uchun ham o'rinli.

Qattiq jismning biror Z o'qqa nisbatan inersiya momentini aniqlash uchun uni juda kichik bo'lakchalarga bo'lsak (6) tenglikdagi yig'indidan olingan limit integralga aylanadi.

$dm = \rho dv$ ekanligini e'tiborga olsak

$$J_z = \int_{(v)} h^2 dm \quad \text{yoki} \quad J_z = \int_{(v)} \rho h^2 dv \quad (10)$$

hosil bo'ladi. Bu yerda integral jismning V butun hajmiga tegishli. Qattiq jismlar uchun (7) quyidagi ko'rinishni oladi.

$$J_x = \int_{(v)} \rho (y^2 + z^2) dv \quad \text{va boshqalar} \quad (10^1)$$

1. Ba'zi bir jismlarning inersiya momentlarini xisoblash. Bir jinsli sterjenning inersiya momenti. Massasi M va uzunligi ℓ bo'lgan sterjen berilgan bo'lsin. A nuqtasidan o'tuvchi sterjenga perpendikulyar yo'nalgan Az o'qqa nisbatan inersiya momentini aniqlaymiz (19-rasm).

AV bo'ylab Ax o'qini o'tkazamiz. Sterjenning Az o'qidan $h=x$ masofada joylashgan elementlar bo'lagi uzunligini dx , massasini dm bilan belgilaymiz. Sterjenning uzunlik birligiga to'g'ri keladigan massasini ρ , deb belgilasak, $dm = \rho, dx$ bo'ladi.

Bu yerda $\rho_1 = \frac{M}{\ell}$. (10) formulaga ko'ra quyidagini yozamiz.

$$J_A = \int_0^{\ell} x^2 dm = \rho_1 \int_0^{\ell} x^2 dx = \rho_1 \ell \frac{2}{3}$$

ρ_1 ning qiymatini o'rniga qo'ysak tenglama quyidagi ko'rinishni oladi. $J_A = \frac{M\ell^3}{3}$ (11)

2. Ingichka doiraviy xalqaning inersiya momenti.

Massasi M va radiusi R ga teng bo'lgan ingichka doiraviy xalqaning markazidan o'tuvchi va xalqa tekisligiga perpendikulyar bo'lgan C_z o'qqa nisbatan inersiya momentini aniqlaymiz (20-rasm). Xalqaning hamma nuqtalari C_z o'qdan $h_k = R$ masofada joylashganligi uchun (6) formulaga ko'ra

$$J_{cz} = \sum m_k R^2 = (\sum m_k) \cdot R^2 = MR^2 \quad (12) \text{kelib chiqadi.}$$

3. Bir jinsli doiraviy plastinka yoki silindrning inersiya momenti. Massasi M va R ga teng doiraviy plastinkaning plastinka tekisligiga perpendikulyar va massalar markazidan o'tuvchi C_z o'qqa nisbatan inersiya momentini hisoblaymiz (20-rasmga qarang).

Buning uchun undan radiusi r va eni dr bo'lgan elementar xalqa ajratamiz (21-rasm,a). Uning yuzasi $2\pi r \cdot dr$, massasi $dm = \rho_2 2\pi r \cdot dr$ (δy epda $\rho_2 = \frac{M}{\pi r^2}$) ga teng. U holda (12)

formulaga ko'ra ajratilgan elementar xalqaning inersiya momentini $dJ_c = r^2 dm = 2\pi \rho_2 r^2 dr$ ga

teng. Butun plastinka uchun

$$J_c = 2\pi \rho_2 \int_0^R r^2 dr = \pi \rho_2 R^4 / 2$$

$$\rho_2 \text{ ning qiymatini e'tiborga olsak } J_c = \frac{1}{2} MR^2 \quad (13)$$

Massasi M va radiusi R bo'lgan bir jism doiraviy silindrning o'qiga nisbatan inersiya momenti xudi shunday formula (21-rasm, b) bilan aniqlanadi.

tenglamani e'tiborga olsak, quyidagini yozamiz:

$$\frac{d\bar{g}}{dt} = \sum \bar{F}_k^e$$

bu (26) tenglamaning o'zginasi. Demak sistemaning harakat miqdorining o'zgarishi haqidagi teorema va sistema massalar markazi harakati haqidagi teorema bitta teoremaning ikki xil ko'rinishi ekan. Qattiq jism (yoki sistema) ning harakatini o'rganilayotganda (29) tenglamadan foydalanish qulayroq bo'ladi. Suyuqlik yoki gazlarning harakatini o'rganishda (26) tenglamadan foydalanish lozim. Shuningdek zarba nazariyasini hamda reaktiv harakatlarni xam sistema harakat miqdorining o'zgarishi haqidagi teorema yordamida o'rganiladi.

Sistema massalar markazi haqidagi teoremadan quyidagi xususiy hollar kelib chiqadi.

1. Sistemaga ta'sir etuvchi tashqi kuchlarning gometrik yig'indisi nolga teng bo'ladi:

$$\sum \bar{F}_k^t = 0$$

U holda (29) dan $\bar{a}_c = 0$ *ëku* $\bar{g}_c = const$ bo'ladi. Bu massalar harakatining saqlanish qonunini ifodalaydi: sistemaga ta'sir etuvchi tashqi kuchlarning geometrik yig'indisi nolga teng bo'ladi, u holda sistema massalar markazi kattaligi ya'ni to'g'ri chiziqni va yo'nalishini o'zgarmas tezlik bilan, harakat qiladi. Boshlang'ich paytda massalar markazi tekis tinch holatda bo'lsa, sistema tinch holatda bo'ladi.

2. Agar sistemaga ta'sir etuvchi tashqi kuchlarning geometrik yig'indisi nolga teng bo'lmay, uning biror (Ox) o'qidagi proyeksiyasi nolga teng bo'lsin.

$$\sum F_{kx}^e = 0$$

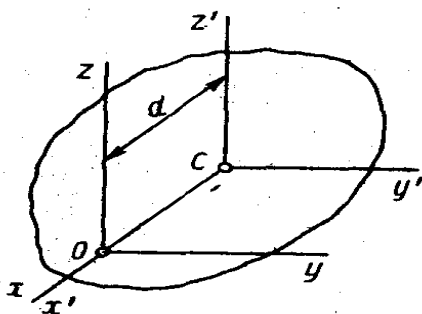
U holda (29¹) tenglamalarning birinchisidan quyidagini yozamiz:

$$a_{cx} = \frac{d^2 x_c}{dt^2} = 0 \quad \text{yoki} \quad g_{cx} = \frac{dx_c}{dt} = const$$

Shunday qilib, sistemaga ta'sir etuvchi tashqi kuchlarning geometrik yig'indisi biror o'qdagi proyeksiyasi nolga teng bo'lsa, sistema massalar markazi tezligining shu o'qdagi proyeksiyasi o'zgarmas miqdordan iborat bo'ladi. Xususan, vaqtning boshlang'ich paytida $g_{cx} = 0$, bundan keyingi paytlarda ham $g_{cx} = 0$, ya'ni sistema massalar markazi bu holda bu o'q bo'ylab ko'chmaydi ($x_c = const$).

4. Jismning o'zaro parallel o'qlarga nisbatan inersiya momentlari haqidagi teoremasi.

Umuman olganda har bir jismning turli o'qlarga nisbatan inertsia momentlari turlicha bo'ladi. Quyida biz, jismning biror o'qqa nisbatan inertsia momenti aniq bo'lsa, unga parallel bo'lgan ixtiyoriy o'qqa nisbatan inertsia momentini qanday aniqlashni ko'rsatib o'tamiz. Jismning massa markazi S nuqtadan ixtiyoriy yo'nalgan Cx'y'z' o'qlar o'tkazamiz, va ixtiyoriy O nuqtadan shu o'qlarga tegishli parallel bo'lgan, ya'ni Ox||Sx', Oy||Sy', Oz||Sz' -o'qlarni o'tkazamiz (1 shakl). Sz' va Oz o'qlar orasidagi masofani d -harfi belgilaylik. U holda (3) formulaga asosan: $J_{Oz} = \sum m_k (x_k^2 + y_k^2)$, $J_{Cz'} = \sum m_k (x_k'^2 + y_k'^2)$.



1 shakl.

Lekin shakldan ko'rinib turganidek, ixtiyoriy nuqta uchun $x_k h x_k' - d$ va $x_k^2 h x_k'^2 H d^2 - 2 x_k' d$, hamda $y_k h y_k'$ bo'ladi. x_k' va y_k' -larning qiymatlarini J_{Oz} -ifodaga qo'ysak va umumiy d^2 va $2d$ ko'paytmalarni qavsdan chiqarsak: $J_{Oz} = \sum m_k (x_k'^2 + y_k'^2) + (\sum m_k) d^2 - (\sum m_k x_k') 2d$, Ushbu tenglikning birinchi yig'indisi $J_{Cz'}$ -ga teng, ikkinchisi jismning massasini masofa kvadratiga ko'paytmasiga teng. Uchinchi yig'indini aniqlaymiz. (1) formulaga asosan massa markazining koordinatasi $\sum m_k x_k' = M x_c'$. Ushbu masalada,

Snuqtakoordinataboshibo'lganligi uchun $x_c' = 0$ bo'ladi.

Natijada: $J_{Oz} = J_{Cz'} + M d^2$ (9) formula Giyuygens² ning quyidagi teoremasini ifodalaydi: jismning berilgan o'qqa nisbatan inertsia momenti,

(1) tenglamalar, *mexanik sistema harakatining vektor formadagi differentsial tenglamalari deb ataladi* (bu erdagi $\vec{a}_k = \dot{\vec{v}}_k = \ddot{\vec{r}}_k$). Ushbu tenglamalarning o'ng tomonidagi kuchlar, umumiy holda, vaqtga, sistema nuqtalarining koordinatalariga va ularning tezliklariga bog'liq ravishda o'zgaruvchi qiymatlar bo'lishlari mumkin.

(1) tengliklarni birorta koordinata o'qlariga proektsiyalasak, sistema harakatining shu o'qdagi differentsial tenglamasini olamiz.

Mexanik sistema dinamikasining asosiy qonunini to'liq echimini olish uchun, berilgan kuchlar va ularga qo'yilgan bog'lanishlar ma'lum bo'lsa, tegishli differentsial tenglamalarni integrallash orqali sistemaning har bir nuqtasining harakat qonunini aniqlashdan iborat bo'ladi. Bunday masalaning analitik echimini aniqlash ayrim hollardagina amalga oshirilishi mumkin, nuqtalar soni ko'p bo'lsa yoki tenglamalar murakkab bo'lgan hollarda ular komp'yuterlar yordamida echiladi.

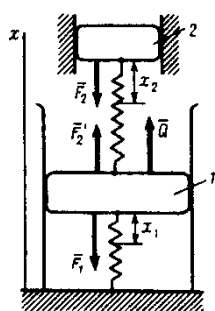
Lekin aksariyat konkret masalalarni echishda, sistemaning ayrim nuqtalarining harakat qonunlarini aniqlash talab etilmaydi, balki butun mexanik sistemaning umumiy xarakteristikalarini aniqlash bilan kifoyalaniladi. Masalan, krivoship-shatunli mexanizmning unga qo'yilgan kuchlar ta'siridagi harakatini aniqlash uchun, krivoshipning aylanish qonunini aniqlash kifoya qiladi, ya'ni burilish burchagi φ -ning vaqt t -ga bog'liq funktsiyasini aniqlash kifoya qiladi.

Amalda, bunday echimlarni aniqlash uchun (1) formuladan foydalanilmaydi, balki dinamikada ishlab chiqilgan boshqa usullardan foydalaniladi. Bular qatoriga, injenerlik amaliyotida keng qo'llaniladigan *sistema dinamikasining umumiy teoremlari* kiradi. Bu usullar asosan (1) formula orqali keltirib chiqilgan bo'lib, ushbu va keyingi uchta boblarda ko'rib chiqiladi.

Lekin, biz hozir sistemaning differentsial tenglamalari orqali, izlanayotgan natijaning bevosita effektiv echimini aniqlashga oid masalani ko'rib chiqamiz.

122 masala. Tebranishlarni dinamik so'ndirgichi. Prujinaga mahkamlangan 1-yuk, x -o'qidagi proektsiyasi $Q_x \sin t$ bo'lgan qo'zg'atuvchi $\bar{Q}$ -kuch ta'sirida majburiy tebranma harakat qilmoqda (§96 ga qarang).

Ushbu tebranishlarni so'ndirish uchun, 1 -yukka qattiq ligisi 2 -bo'lgan prujina orqali massasi m_2 -bo'lgan yuk ulangan bo'lsa, shu 2-yukning va 2-prujinaning xarakteristikalarini aniqlansin (1 shakl).



1 shakl.

Yechish:

Vertikal bo'yicha yuqoriga qaratib x -

o'qini o'tkazamiz va yuklarning statik muvozanat holatidan boshlab, ularning x_1 va x_2 -koordinatalarini aniqlaymiz. U holda og'irlik kuchi,

elastiklik kuchlari $F_{1st} = s_1 \lambda_{1st}$ va $F_{2st} = s_2 \lambda_{2st}$ bilan muvozanatlashadigan harakat tenglamasi (§94 da 112 masalaga qarang) daniqari boshlanadi.

Elastiklik kuchlarining hisobga olinadigan qismlari esa, prujinalarning statik muvozanat holatiga nisbatan uzayishlariga proporsional bo'ladi. Uzayishlarni tegishli ravishda $\lambda_1 = x_1$ va $\lambda_2 = x_2$ bo'ladi va 2-yukka $\bar{F}_2$ ($F_{2x} = -c_2 \lambda_2$) -elastiklik kuchi, 1 -yukka esa $\bar{F}_2$ h $\bar{F}_2$, elastiklik kuchi $\bar{F}_1$ ($F_{1x} = -c_1 \lambda_1$) va qo'zg'atuvchi $\bar{Q}$ kuchlari ta'sir etmoqda. Natijada,

yukning harakatini quyidagi differentsial tenglamasini tuzamiz: $m_1 \ddot{x}_1 = -c_1 x_1 + c_2 (x_2 - x_1) + Q_0 \sin t$, $m_2 \ddot{x}_2 = -c_2 (x_2 - x_1)$.

1-yuk tebranishining so'nishi uchun, $x_1 = 0$ bo'lish shart. U holda: $s_2 x_2 + Q_0 \sin t = 0$ va $m_2 \ddot{x}_2 = -c_2 x_2$.

Birinci tenglamadan, $x_2 = -(Q_0/c_2) \sin t$ va $\ddot{x}_2 = -r^2 (Q_0/c_2) \sin t$ bo'ladi. Bularni ikkinchi tenglamaga qo'ysak, natijada: $m_2 r^2 = s_2$, ekanligini aniqlaymiz. Ushbu tenglik, majburiy

tebranishlar ta'siridagi 1-yukning tebranishlarini so'ndiruvchi shartdan iborat bo'lib, m_2 yoki c_2 -qiymatlardan birini tanlab olinadi, ikkinchisi esa shu tenglama orqali aniqlanadi. Albatta, 2-yukning massasi m_2 -ni kichikroq olish ma'qulroq hisoblanadi, lekin berilgan r -ga bog'liq holda s_2 -ning qiymati ham kichikina bo'lib qoladi, bu esa o'z o'rnida 2-yukning amplitudasi Q_0/c_2 -ning kattalashib ketishiga, ya'ni salbiy (yomon) oqibatlarga olib kelishi mumkin.

2. Massalar markazining harakati haqidagi teorema.

Ayrim hollarda, mexanik sistema (ayniqsa qattiq jism) harakatining xarakterini aniqlash uchun, uning massalar markazining harakatini aniqlash lozim bo'ladi. Ushbu qonuniyatni aniqlash uchun, (1) differentsial tenglamalar sistemasini o'ng va chap tomonlarini hadma-had qo'shamiz. Natijada: $\sum m_k \bar{a}_k = \sum \bar{F}_k^e + \sum \bar{F}_k^i$ (2) Tenglamaning chap

tarafiga o'zgartirishlar kiritamiz. Radius-vektor uchun (1') formuladan massa markazini aniqlaymiz: $\sum m_k \bar{r}_k = M \bar{r}_s$ Tenglikning ikkala tomonidan vaqt bo'yicha ikki marta hosila olsak va

yig'indining hosilasi hosilalarning yig'indisiga teng ekanligi sababli: $\sum m_k \frac{d^2 \bar{r}_k}{dt^2} = M \frac{d^2 \bar{r}_s}{dt^2}$ yoki

$\sum m_k \bar{a}_k = M \bar{a}_s$ (3) bu erdagi $\bar{a}_s$ - massalar markazining tezlanishi. Ichki kuchlarning xossasiga asosan, $\sum \bar{F}_k^i = 0$ bo'ladi, natijada (3) e'tiborga olsak (14) tenglama quyidagi ko'rinishga keladi:

$M \bar{a}_s = \sum \bar{F}_k^e$ (4) tenglama, sistema massalarining markazini harakati haqidagi teoremani ifodalaydi: *sistemaning massasini uning massa markazini tezlanishiga ko'paytmasi, sistemaga ta'sir etuvchi tashqi kuchlarning geometrik yig'indisiga teng ekan* (4) tenglamani, moddiy nuqtaning harakatini differentsial tenglamasi §74 dagi (2) formula bilan solishtirish natijasida, ushbu teoremaning boshqacha ifodasini aniqlaymiz: *sistemaning massalari markazi, massasi sistemaning massasiga teng bo'lgan va sistemaga qo'yilgan barcha tashqi kuchlar ta'siridagi moddiy nuqta kabi harakatda bo'lar ekan.* (4) tenglikning ikkala tomonini

koordinata o'qlariga proektsiyalasak: $M \ddot{x}_s = \sum F_{kx}^e$, $M \ddot{y}_s = \sum F_{ky}^e$, $M \ddot{z}_s = \sum F_{kz}^e$ (4').

Ushbu tenglamalar, *massa markazi harakatining differentsial tenglamasini* dekart koordinata o'qlaridagi proektsiyalaridan iborat. Yuqorida isbot qilingan teoremaning mohiyati quyidagicha:

1. Teorema nuqta dinamikasining usullariga asos bo'lib xizmat qiladi. (4') tenglamalardan ko'rinib turibdiki, jismni moddiy nuqta deb hisoblab, ushbu tenglamalarni echish natijasida shu jismning massa markazini harakatini aniqlar ekanmiz, ya'ni muqim (konkret) mazmunga ega ekan.

Xususiyl holda, agar jism ilgarilanma harakatda bo'lsa, massa markazining harakati jismning harakatini to'liq ravishda ifodalaydi. Shunday qilib, *ilgarilanma harakatdagi qattiq jismni, massasi sistemaning massasiga teng bo'lgan moddiy nuqta deb hisoblash mumkin ekan.* Jismning harakatini uning massa markazini holatini bilish kifoya qilgan hollarda yoki masalaning shartiga ko'ra aylanma harakatni e'tiborga olinmaydigan hollarda ham, jismni moddiy nuqta deb hisoblash mumkin bo'ladi.

2. Ushbu teorema orqali, bizga nomalum bo'lgan ichki kuchlarni e'tiborga olmagan holda massa markazinning harakatini aniqlash mumkin ekan. Teoremaning amaliy mohiyati shulardan iborat.

3. Massalar markazining harakatini saqlanish qonuni.

Massalar markazini harakati haqidagi teoremadan quyidagi xulosalar kelib chiqadi:

1. Sistemaga ta'sir etuvchi tashqi kuchlarning geometrik yig'indisi nolga teng bo'lsin, $\sum \bar{F}_k^e = 0$ U holda (16) tenglamaga asosan $\bar{a}_s = 0$ yoki $\bar{v}_s = \text{const}$ bo'ladi.

Demak, agar sistemaga ta'sir etuvchi tashqi kuchlarning geometrik yig'indisi nolga teng bo'lsa, sistemaning massa markazining tezligining son qiymati va yo'nalishi o'zgarmas bo'lar ekan, ya'ni tekis va to'g'ri chiziqli harakatda bo'lar ekan. Xususiyl holda, agar jismning massalar markazi qo'zg'almas bo'lgan bo'lsa, qo'zg'almasligicha qolar ekan. Ko'rinib turgandek, ichki kuchlarning jismga ta'siri uning massalar markazini harakatini o'zgartira olmas ekan.

2. Jismga ta'sir etuvchi tashqi kuchlarning yig'indisi nolga teng emas, lekin ularning birorta koordinata o'qdagi (masalan, x o'qdagi) proektsiyalarining yig'indisi nolga teng bo'lsin, ya'ni; $\sum F_{kx}^e = 0$ U holda, (16') tenglamaning birinchisidan, $\ddot{x}_s = 0$ yoki $\dot{x}_s = v_{Cx} = \text{const}$.

Demak, agar sistemaga ta'sir etuvchi tashqi kuchlarning biror o'qdagi proektsiyalarining yig'indisi nolga teng bo'lsa, massalar markazining tezligini shu o'qdagi proektsiyasi o'zgarmas bo'lar ekan. Xususiyl holda, masalan boshlang'ich tezlikning x o'qdagi proektsiyasi $v_{Cx0} = 0$ bo'lsa, keyingi hamma vaqtlarda ham u nolga teng bo'ladi, ya'ni massalar markazi x o'qi bo'ylab harakat qilmaydi ($x_{sh} = \text{const}$).

Yuqorida olingan barcha natijalar, massalar markazining harakatini saqlanish qonunini ifodalaydi. Quyida shu qonunni amaldagi ko'rinishlarini ko'rsatuvchi bahzi misollarni ko'rib o'tamiz.

Quyosh sistemasi massalari markazining harakati. Quyoshdan uzoqda joylashgan yulduzlarning tortilish kuchlarini e'tiborga olmasak, u holda Quyosh sistemasiga hech qanday tashqi kuchlar ta'sir etmaydi. Demak, quyosh sistemasining massalar markazi yulduzlarga nisbatan to'g'ri chiziqli, o'zgarmas tezlik bilan harakat qilar ekan.

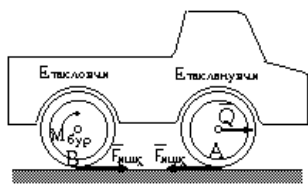
Juft kuchning jismga ta'siri (32 shaklga qarang). Agar, erkin qattiq jismga, $\vec{F}$ va $\vec{F}'$ tashqi kuchlardan iborat juft ta'sir etsa, ularning geometrik yig'indisi ($\vec{F} + \vec{F}' = 0$) nolga teng bo'ladi. Demak, agar jismning massalar markazi qo'zg'almas bo'lsa, juft kuchlar ta'siridan keyin ham qo'zg'almasligicha qoladi. Shunday qilib, erkin qattiq jismga qaerda bo'lmasin juft kuch ta'sir etsa, u massalar markazi atrofida aylanma harakat qiladi (lekin, faraz qilingandek, oniy aylanishlar o'qi juftning tekisligiga perpendikulyar bo'lishligi shart emas).

Gorizontal tekislik bo'yicha harakat. Agar, ishqalanish kuchi bo'lmasa, odam faqat o'zining muskullarining (ichki kuchlar) kuchlari hisobiga gorizontal tekislik bo'yicha harakat qila olmaydi. Chunki odamga ta'sir etuvchi barcha tashqi (og'irlik kuchi va tekislikning reaksiyasi) kuchlarning ixtiyoriyl gorizontal tekislikdagi proektsiyalarining yig'indisi har doim nolga teng bo'ladi, natijada odamning massasini markazi tekislik bo'ylab harakat qila olmaydi ($x_s = \text{const}$).

Masalan, agar odam o'ng oyog'ini oldinga qo'ysa, uning chap oyog'i orqaga suriladi, va massa markazi o'z o'rnida qoladi. Agar, ishqalanish kuchi mavjud bo'lsa, u holda harakat tomonga yo'nalgan ishqalanish kuchi chap oyoqning orqa tomonga siljishiga yo'l qo'ymaydi. Mana shu ishqalanish kuchi, odamni harakat qildiruvchi tashqi kuch hisoblanadi (ushbu misolda oldinga qarab yo'nalgan).

Teplovoz yoki avtomobilning harakati ham xuddi shu tariqa sodir bo'ladi. Dvigatel ichidagi gazlarning bosim kuchlari ichki kuchlardan iborat bo'lgani uchun, ular bevosita massa markazini harakatga keltira olmaydi. Massa markazini harakat qildirish uchun, etaklovchi deb ataluvchi tegishli g'ildiraklarga dvigatel aylantiruvchi moment uzatadi, shu sababli etaklovchi g'ildirakning gorizontal tekislik bilan bevosita tegib turgan (kontakt qilayotgan) V nuqtasi (284 shakl) chap tomonga qarab sirpanishga intiladi.

Lekin,



284 шакл.

tekislikbilang'ildirakorasidapaydoboladiganishqalanishkuchi, o'ngtomongayo'naladi. Bu kuch tashqi kuch bo'lganligi sababli, uning yordamida teplovoz yoki avtomobilning massalari markazi o'ng tomonga qarab harakat qiladi. Agar ushbu ishqalanish kuchi yo'q bo'lsa yoki bu kuchning qiymati etaklanuvchi g'ildirakning qarshiligidan kichkina³ bo'lsa, o'ng tomonga yo'nalgan harakat sodir bo'lmaydi; u holda etaklovchi g'ildirak o'z joyida turib aylanma harakat («buksovati») qiladi.

T o r m o z l a s h. Tormozlash uchun, avtomobilning kuzoviga qattiq mahkamlangan tormoz kolodkalari bilan dumalab ketayotgan g'ildirakning barabanini qattiq siqadilar. Buning natijasida kolodkalar bilan baraban orasida paydo bo'ladigan ishqalanish kuchlari, o'z-o'zidan massalar markazining harakatini o'zgartira olmaydi, ya'ni poezd yoki avtomobilni to'tata olmaydi, chunki bu kuchlar ichki kuchlar hisoblanadi. Lekin, kolodkalarining barabanga ishqalanishi natijasida g'ildirakning o'z o'qi atrofidagi aylanishi sekinlashadi va g'ildirak bilan rels (yoki er) orasida harakatga teskari yo'nalishda bo'lgan sirpanib ishqalanish kuchi paydo bo'ladi. Bu kuch, tashqi kuch hisoblanadi va u poezd yoki avtomobilning massalari markazining harakatini sekinlashtiradi, ya'ni harakatni tormozlaydi (§130 dagi 154 masalaga qarang).

Xulosa qilib, shuni ta'kidlash lozimki, yuqoridagi misollarda har bir obektning harakati, albatta, ichki kuchlarning (avtomobilning dvigateli, odamning muskullari) bajargan ishlari hisobiga amalga oshiriladi. Lekin, ichki kuchlarning bajargan ishlari yordamida, massa markazini harakatga keltirish uchun, obektni (poezdni, mashinani) *tashqi muhit* bilan shunday o'zaro ta'sirini mavjud qilishi kerakki, natijada tashqi muhit obektga tashqi kuch (ushbu misollarda, ishqalanish kuchlari) bilan ta'sir etdirish lozim.

Massa markazini harakatga keltirishning, boshqa yo'llardan biri, bu reaktiv effekt hisoblanadi. Har qanday kuchli qurilma bo'lmasin, agar tashqi ta'sir kuchni paydo qila olmasa, yoki reaktiv effektini vujudga keltira olmasa, faqat ichki kuchlar evaziga massa markazini harakatga keltira olmaydi. «Djin mashinasi» yoki «inertsoid» kabi qurilmalarning harakati ham tashqi muhit ta'sirida sodir bo'ladi, lekin ular yaqqol ko'zga tashlanmaydi, shu sababli asossiz ravishda tashqi muhitning ta'siri yo'q deb hisoblashga bahona bo'lishi mumkin.

Masalalar echish.

Tashqi kuchlar ma'lum bo'lsa, massalar markazining harakati haqidagi teorema asosan, massalar markazining harakat qonunini aniqlashimiz mumkin, yoki teskarisi, ya'ni massalar markazining harakati ma'lum bo'lsa, shu sistemaga ta'sir etuvchi tashqi kuchlarning bosh momentini aniqlashimiz mumkin. Birinchi masala bo'yicha nuqta dinamikasida misollar ko'rib o'tgan edik. Quyida ikkinchi masala bo'yicha misollar ko'rib chiqamiz.

Yuqoridagi teorema, masalalarni echishda ichki kuchlarning ishtirokini bekor qiladi. Shu sababli, ko'rilyotgan mexanik sistemani shunday tanlab olish lozimki, noma'lum bo'lgan kuchlarni iloji boricha ichki kuchlar qatoriga o'tkazish lozim.

Massalar markazini harakati haqidagi teoremadan foydalanish o'rinli bo'lgan hollarda, ushbu teorema yordamida, sistemaning biror qismining harakatiga bog'liq ravishda boshqa qismining harakatini aniqlash mumkin bo'ladi.

Yuqorida isbot qilganimizdek, agar $\sum F_{kz}^e = 0$ va boshlang'ich holatda $v_{Cx}h0$ bo'lsa, u holda sistemaning har qanday harakatida $xshconst$ bo'ladi. Aniqroq bo'lishi uchun, massalari m_1, m_2, m_3 -ga teng va har bir jismning massa markazini boshlang'ich koordinatalari x_1, x_2, x_3 -lardan iborat bo'lgan uchta jismdan tashkil topgan sistema deb faraz qilaylik. Agar sistema ichki (yoki tashqi) kuchlar ta'sirida sistemani tashkil etuvchi nuqtalarning absolyut harakatlarini Ox o'qidagi proektsiyalari ξ_1, ξ_2, ξ_3 bo'lsa, ularning koordinatalari tegishlicha $x_1+\xi_1, x_2+\xi_2, x_3+\xi_3$ bo'ladi. U holda, (1) formulaga asosan, sistema massalar markazi x_s - ning boshlang'ich va

ixtiyoriy vaqtdagi qiymatlari o'zgarmas (bir xil) bo'ladi, natijada: $Mx_{S0}=m_1x_1+m_2x_2+m_3x_3$; $Mx_{S1}=m_1(x_1+\xi_1)+m_2(x_2+\xi_2)+m_3(x_3+\xi_3)$.

Lekin, $x_S=\text{const}$ bo'lganligi uchun, $x_{S1}=x_{S0}$ bo'ladi, demak, $m_1\xi_1+m_2\xi_2+m_3\xi_3=0$ (17) yoki $r_1\xi_1+r_2\xi_2+r_3\xi_3=0$ (17') bo'ladi. Shunday qilib, Ox o'qi bo'yicha massalar markazining harakatini saqlanish qonuni o'rinli bo'lgan holda, sistemaning jismlari (nuqtalari)ning massalari (og'irlik kuchlari)ni, ularning massa markazlarini *absolyut* ko'chishlariga bo'lgan ko'paytmalarining algebraik yig'indisi nolga teng bo'lar ekan. ξ_1, ξ_2, ξ_3 - larning qiymatlarini hisoblashda, ularning ishoralari, albatta, e'tiborga olinish shart.

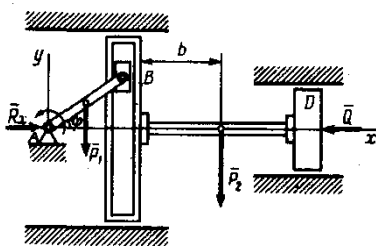
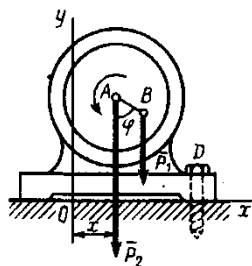
123 masala. Og'irligi r bo'lgan qayiqning oldingi qismida og'irligi r_A bo'lgan odam va qayiqning orqa qismida og'irligi r_V bo'lgan boshqa odam o'tiribdi (285 shakl). Agar, odamlar o'zlarining o'rinlarini almashtirsalar, suvning qarshiligini hisobga olmaganda, qayiqning qancha masofaga va qaysitomonga qarab siljishini aniqlansin.

Yechish: Bizganoma'lumbo'lgan, ya'ni yoqki yimlarning tagini qayiqqa ishqalish kuchlari va odamlarning muskullarini kuchlarini, tenglamadan chiqarib yuborish uchun, ikkala odam va qayiqni birmexanik sistemada qabul qilamiz (uholda, aytilgan kuchlar ikki kuchlar qatoriga o'tadilar). Vertikal holda yo'nalgan, r, r_A, r_V , N kuchlar, tashqi kuchlar hisoblanadi. Uholda $\sum F_{kx}=0$ bo'ladi va boshlang'ich holatdagi $v_{Cx}=0$ bo'lganligi uchun, bo'ladi. Shu sababli, barcha jismlarning absolyut ko'chishlari (17) formula orqali bog'langan bo'ladi.

Qayiq va odamlarni boshlang'ich va keyingi holatlarda tasvirlab, qayiqning absolyut ko'chishini ξ_q ko'ramiz. Birinchi odamning absolyut ko'chishi $\xi_A=x+l$; ikkinchi odamning absolyut ko'chishi $\xi_V=-x$ bo'lib, uning Ox o'qidagi proektsiyasi $\xi_V=-(l-x)$. Uholda (17') tenglamadan, $r_x+r_A(x+l)+r_V[-(l-x)]=0$, Bundan, qayiqning absolyut ko'chishini aniqlaymiz, $x=(r_V-r_A)l/R$, buerdagi $R=r+r_A+r_V$.

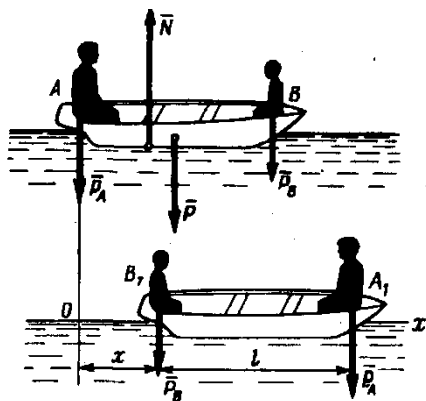
Agar, $r_V>r_A$ bo'lsa, uholda $x>0$ bo'ladi, ya'ni qayiq o'ng tomonga siljiydi; $r_V<r_A$ bo'lsa, qayiq chap tomonga siljiydi. Agar, $r_V=r_A$ bo'lsa, qayiq o'zo'rnida qoladi.

Yana bir bor shuni ta'kidlaymizki: *shungao'xshash masalalarni echishda, harakatni tekshirib yotgan sistemani, shunday tanlab olish lozimki, noma'lumbo'lgan kuchlarni iloji boricha ikki kuchlarga aylantiruvchi holatdan tanlab olish kerak.*



124 masala. Motor valining massalar markazi, aylanish o'qidan A V h b masofaga siljirilgan. Valning massasi - m_1 , motorning qolgan qismlarining massasi - m_2 . Agar val, o'zgarmas ω -

burchak tezlik bilan aylanmaharakatdabo'lsa, silliq gorizontalk tekislikdajoylashgan motorning harakatini qonuniyatini aniqlansin.



Qo'shimcha ravishda, agarmotorni fundamentalga qo'zg'almas qilib mahkamlansa, Dnuqtadagi boltning maksimal zo'riqishini aniqlansin.

Yechish: Valni aylantiruvchi kuchlarni, tenglamadan chiqarib tashlash uchun, motor bilan valni bittamexanik sistemada qabul qilamiz.

1. Fundamentalga mahkamlanmagan motor gata'siretuvchi ($P_1=m_1g, P_2=m_2g$ vatekislikning reaksiyasi) kuchlar, vertical

yo'nalgan bo'lib, yuqoridagi masalaga o'xshab, massalar markazining harakatini saqlanish qonuni, Sxo'qibo'yicha o'rinlari bo'ladi, Motorni ixtiyoriy holatda tasvirlaymiz (286 shakl) vaboshlang'ich holat uchun A va V nuqtalarni bir vertikal (O'qida) chiziqda joylashgan deb hisoblaymiz. U holda, keying ixtiyoriy holat uchun ξ_A va ξ_B harakatlarini bo'ladi. Bundan, ϕ o'tekanligini e'tiborga olsak, (17) formuladan, $m_2 x + m_1(x + b \sin \omega t) = 0$ bo'ladi, natijada $x = -\frac{1}{M} m_1 b \sin \omega t$, bu erdagi $M = m_1 + m_2$. Demak, motor ω -davriy chastota bilan garmonik tebranma harakatda bo'lar ekan.

2. Agar motor fundamentga mahkamlangan bo'lsa, (16') tenglamalarning birinchisidan boltning reaksiyasi R_x , $R_x = M \ddot{x}_s$, bu erdagi $x_s = \frac{1}{M} (m_1 x_B + m_2 x_A)$. Bu holda A nuqta qo'zg'almas bo'ladi, va $x_A = l$ ($l = \text{const}$), va $x_B = l + b \sin \omega t$ bo'ladi. Natijada, x_s funktsiyadan ikki marta hosila olib, uni M -ga ko'paytirsak (bundan keyin M -harfi bilan butun sistemaning massasini belgilaymiz): $R_x = M \ddot{x}_s = m_1 \ddot{x}_B = -m_1 b \omega^2 \sin \omega t$

Boltga ta'sir qiladigan bosim kuchi son qiymati bo'yicha $|R_x|$ ga teng bo'lib, qarama qarshi tomonga yo'nalgan bo'ladi; uning maksimal qiymati $m_1 b \omega^2$ -ga teng. Motorning ishlash jarayonida, boltga nisbatan zarba bo'lmasligini oldini olib, boltni mahkamlab qotirilgan Q -kuchning qiymati shunday bo'lishi lozimki, tekislik bilan motor orasidagi ishqalanish kuchi $fQ \geq m_1 b \omega^2$ bo'lishi shart.

125 masala. Uzunligi r , massasi m_1 bo'lgan va o'zgarmas ω -burchakli tezlik bilan aylanma harakat qiluvchi AV krivoship, D porshen bilan bog'langan kulisani harakatga keltirmoqda. Kulisa bilan porshenning umumiy massasi m_2 -ga teng (287 shakl). Porshenning harakatida unga o'zgarmas bo'lgan $\bar{Q}$ -kuch ta'sir etadi. Yo'naltiruvchilarga nisbatan ko'rsatiladigan ishqalanish kuchini hisobga olmagan holda, krivoshipning A o'qiga gorizontaal yo'nalishda tushadigan maksimal bosim kuchi aniqlansin.

Y e ch i sh. Krivoshipni aylantiruvchi kuchlarni, unga nisbatan kulisaning bosimini tenglamadan chiqarib tashlash uchun, hamma jismlarni bitta sistema deb qabul qilamiz. U holda, A o'qqa ta'sir etuvchi gorizontaal bosim kuchini R_x -deb belgilab, (16') tenglamalarning birinchisidan, quyidagini yozamiz: $M \ddot{x}_s = R_x - Q$ (1) formulaga asosan $M \ddot{x}_s = m_1 \ddot{x}_1 + m_2 \ddot{x}_2$.

Ushbu masalada, $x_1 = 0,5r \cos \omega t$, $x_2 = b + r \cos \omega t$, chunki $\phi = \omega t$. Natijada: $R_x = Q + M \ddot{x}_s$, $Q = (0,5m_1 + m_2)r\omega^2 \cos \omega t$. O'qqa ta'sir qiladigan bosim kuchining moduli $|R_x|$ -ga teng bo'lib, qarama-qarshi tomonga yo'nalgan bo'ladi va $\phi = 180^\circ$ da maksimal qiymatga ega bo'ladi, ya'ni $Q = (0,5m_1 + m_2)r\omega^2$.

MATERIALLAR QARSHILIGI BO'LIMI

13.MAVZU

MATERIALLAR QARSHILIGI. ASOSIY TUSHUNCHA VA QOIDALAR. CHO'ZILISH VA SIQILISH DEFORMATSIYASI

Reja:

1. Materiallar qarshiligida o'rganiladigan masalalar.
2. Ichki kuchlar faktorlari. Kesish usuli.
3. Bo'ylama deformasiya.
4. Statik aniqlash masalalar va ularni echish tartibi.
5. Kuchlanishlar tahlili. Mor doirasi.

Adabiyotlar: 4, 5, 6, 8, 12.

Tayanch iboralar: deformasiya, sterjen, brus, tashqi kuchlar, ichki kuchlar faktorlari, kuchlanish, nisbiy deformasiya, bikrlilik, mustahkamlik, cho'zilishda potentsial energiya.

Materiallar qarshiligi – mashina va inshoot qismlarida hosil bo'ladigan deformatsiya va zo'riqlashlarni o'rganuvchi fandir.

Materiallar qarshiligida asosiy uchta masala hal etiladi:

1. Inshoot qismlarini mustahkamlikka hisoblash. Inshoot qismlariga tashqi kuchlar ta'sir qilganda deformatsiya vujudga keladi. Bu deformatsiya materialning turiga qarab va tashqi kuchning kattaligiga qarab elastik yoki plastik bo'lishi mumkin. Agar elastik deformatsiya vujudga kelib, tashqi kuch olib tashlangandan keyin material to'liq ilgari holatiga qaytsa va bu deformatsiya inshoot qismining ishiga ta'sir ko'rsatmasa buni e'tibordan chetda qoldirish mumkin. Lekin deformatsiyadan keyin material ilgari holatini to'liq egallay olmasa ya'ni deformatsiya plastik bo'lsa, inshoot qismining normal ishi buziladi, bu esa mumkin emas. Shuning uchun inshoot qismlarini mustahkamlikka hisoblashda ma'lum bir zaxira mustahkamlik bilan hisoblanadi.

2. Inshoot qismlarini bikrlikka hisoblash. Bikrlilik- materialning tashqi kuch ta'sirida yuzaga kelishi mumkin bo'lgan deformatsiyaga qarshilik ko'rsata olish qobiliyatidir. Ba'zi bir inshoot qismlarida elastik deformatsiya ancha katta bo'lganda ham uning normal ishi buzilmasa, ba'zi bir hollarda umumiy deformatsiya vujudga kelishi inshoot qismining ishdan chiqishiga olib kelishi mumkin. Bunday hollarda inshoot qismlari bikrlikka hisoblanadi va bunda ma'lum bir zaxira bikrlilik e'tiborga olinadi.

3. Inshoot qismlarini ustivorlikka hisoblash. Ustivorlik-materialning o'z muvozanatini turg'un saqlay olish qobiliyatidir. Ba'zan inshoot qismlari qisuvchi kuch ta'sirida bo'ladi. Bu kuchning uncha katta bo'lmagan qiymatlarida material o'z muvozanatini turg'un saqlay oladi, lekin kuchning qiymati ma'lum bir kritik qiymatdan oshgach materialning muvozanati izdan chiqishi, ya'ni turg'unmas muvozanat vujudga kelishi mumkin. SHuning uchun ham ba'zi hollarda inshoot qismlari ustivorlikka hisoblanadi, albatta bunda ham ma'lum zaxira ustivorlik e'tiborga olinadi.

Yuqorida aytganimizdek, materialga tashqi kuchlar ta'sir qilinganda deformatsiya vujudga keladi. Bu deformatsiya natijasida materialda ichki kuchlar paydo bo'ladi. Deformatsiya ortishi bilan ichki kuchlar ham ortib boradi va deformatsiya ma'lum chegaraga borganda material buziladi. Materiallar qarshiligida ana shu ichki kuchlarni aniqlash masalasi hal etiladi.

Inshoot qismlari har xil shakllarga ega. Ularni hisoblashni soddalashtirish maqsadida shakl modeli tushunchasi kiritiladi, ya'ni turli tuman shakllarni ma'lum guruhlariga bo'linadi:

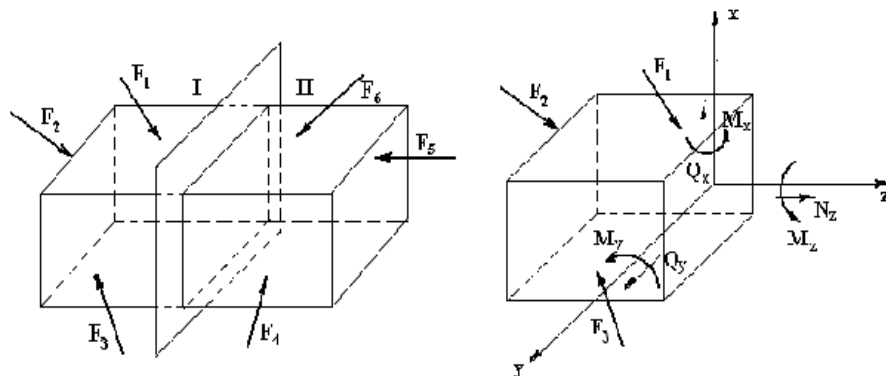
Brus- ko'ndalang kesim o'lchamlari uzunligiga qaraganda ancha kichik bo'lgan material:

Sterjen- to'g'ri o'qli cho'zilish siqilishga ishlaydigan brus:

Plastinka- qalinligi qolgan o'lchamlaridan ancha kichik bo'lgan material.

Qobiq- qalinligi qolgan o'lchamlarga qaraganda ancha kichik bo'lgan egri chiziq bilan o'ralgan material:

Massiv(fazoviy jism)- barcha o'lchamlari bir biriga yaqin bo'lgan material:



1.1-shakl.

To'sin(balka)- egilishga ishlaydigan brus.

Tashqi kuchlar ta'sirida hosil bo'ladigan ichki kuchlarni statika qonuniyatlaridan foydalanib aniqlash mumkin emas. SHuning uchun ichki kuchlarni aniqlashda kesish usuli deb ataladigan usuldan foydalaniladi. Bu usulning mohiyati bilan quyida tanishtirib o'tamiz:

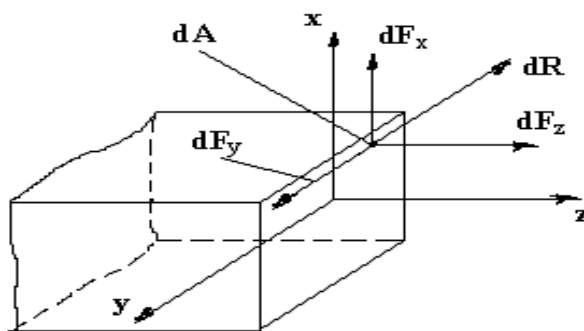
Berilgan brusga $F_1, F_2, \dots, F_6$ kuchlar ta'sir qilayotgan bo'lsin. Uning biror qismidagi ichki kuchlarni aniqlash uchun uni, shu kesimdan hayolan ikki bo'lakka ajratamiz va bir bo'lagini tashlab yuboramiz. Tashlab yuborilgan qismining qoldirilgan qismga ta'sirini tegishli kuchlar va momentlar bilan almashtiramiz. (1.1 shakl). Bu kuchlar va momentlar **ichki kuchlar faktorlari** deb ataladi, endi ularni statika qonunlaridan foydalanib topish mumkin bo'ladi:

Tashlab yuborilgan qismning qoldirilgan qismga ta'sir kuchlari bosh vektorga, momentlar esa bosh momentga keltiriladi.

$$\vec{R} = N_z + Q_x + Q_y \quad \vec{M} = M_z + M_x + M_y$$

N_z - bo'ylama kuch, Q_x va Q_y lar ko'ndalang kuchlar:

M_z - burovchi moment M_x va M_y lar eguvchi momentlar.



1.3 STRESSES IN THE MEMBERS OF A STRUCTURE

While the results obtained in the preceding section represent a first and necessary step in the analysis of the given structure, they do not tell us whether the given load can be safely supported. Whether rod BC , for example, will break or not under this loading depends not only upon the value found for the internal force F_{BC} , but also upon the cross-sectional area of the rod and the material of which the rod is made. Indeed, the internal force F_{BC} actually represents the resultant of elementary forces distributed over the entire area A of the cross section (Fig. 1.7) and the average intensity of these distributed forces is equal to the force per unit area, F_{BC}/A , in the section. Whether or not the rod will break under the given loading clearly depends upon the ability of the material to withstand the corresponding value F_{BC}/A of the intensity of the distributed internal forces. It thus depends upon the force F_{BC} , the cross-sectional area A , and the material of the rod.

The force per unit area, or intensity of the forces distributed over a given section, is called the *stress* on that section and is denoted by the Greek letter σ (sigma). The stress in a member of cross-sectional area A subjected to an axial load P (Fig. 1.8) is therefore obtained by dividing the magnitude P of the load by the area A :

$$\sigma = \frac{P}{A}$$

(1.5)

A positive sign will be used to indicate a tensile stress (member in tension) and a negative sign to indicate a compressive stress (member in compression).

Since SI metric units are used in this discussion, with P expressed in newtons (N) and A in square meters (m^2), the stress σ will be expressed in N/m^2 . This unit is called a *pascal* (Pa). However, one finds that the pascal is an exceedingly small quantity and that, in practice, multiples of this unit must be used, namely, the kilopascal (kPa), the megapascal (MPa), and the gigapascal (GPa). We have

$$1 \text{ kPa} = 10^3 \text{ Pa} = 10^3 \text{ N}/\text{m}^2$$

$$1 \text{ MPa} = 10^6 \text{ Pa} = 10^6 \text{ N}/\text{m}^2$$

$$1 \text{ GPa} = 10^9 \text{ Pa} = 10^9 \text{ N}/\text{m}^2$$

When U.S. customary units are used, the force P is usually expressed in pounds (lb) or kilopounds (kip), and the cross-sectional area A in square inches (in^2). The stress σ will then be expressed in pounds per square inch (psi) or kilopounds per square inch (ksi).†

†The principal SI and U.S. customary units used in mechanics are listed in tables inside the front cover of this book. From the table on the right-hand side, we note that 1 psi is approximately equal to 7 kPa, and 1 ksi approximately equal to 7 MPa.

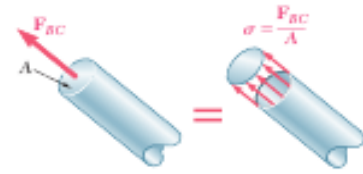


Fig. 1.7

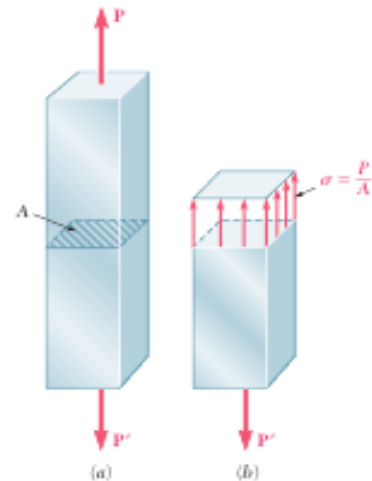


Fig. 1.8 Member with an axial load.

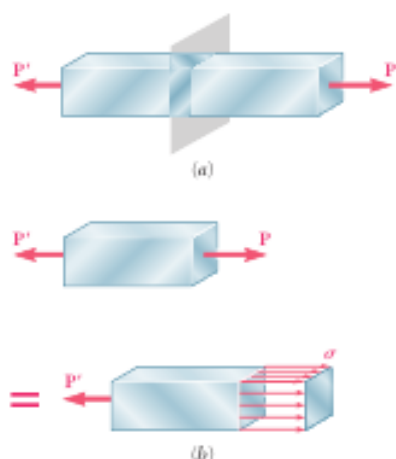


Fig. 1.26 Axial forces.

1.11 STRESS ON AN OBLIQUE PLANE UNDER AXIAL LOADING

In the preceding sections, axial forces exerted on a two-force member (Fig. 1.26a) were found to cause normal stresses in that member (Fig. 1.26b), while transverse forces exerted on bolts and pins (Fig. 1.27a) were found to cause shearing stresses in those connections (Fig. 1.27b). The reason such a relation was observed between axial forces and normal stresses on one hand, and transverse forces and shearing stresses on the other, was because stresses were being determined only on planes perpendicular to the axis of the member or connection. As you will see in this section, axial forces cause both normal and shearing stresses on planes which are not perpendicular to the axis of the member. Similarly, transverse forces exerted on a bolt or a pin cause both normal and shearing stresses on planes which are not perpendicular to the axis of the bolt or pin.

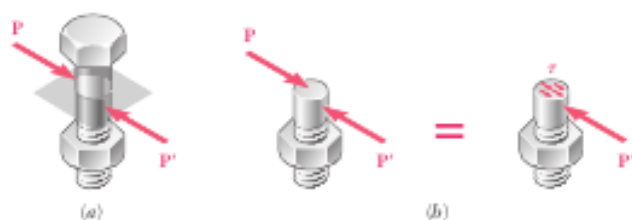


Fig. 1.27 Transverse forces.

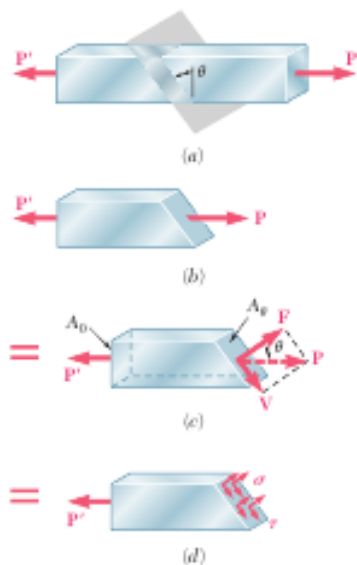


Fig. 1.28

Consider the two-force member of Fig. 1.26, which is subjected to axial forces $\mathbf{P}$ and $\mathbf{P}'$. If we pass a section forming an angle θ with a normal plane (Fig. 1.28a) and draw the free-body diagram of the portion of member located to the left of that section (Fig. 1.28b), we find from the equilibrium conditions of the free body that the distributed forces acting on the section must be equivalent to the force $\mathbf{P}$.

Resolving $\mathbf{P}$ into components $\mathbf{F}$ and $\mathbf{V}$, respectively normal and tangential to the section (Fig. 1.28c), we have

$$F = P \cos \theta \quad V = P \sin \theta \quad (1.12)$$

The force $\mathbf{F}$ represents the resultant of normal forces distributed over the section, and the force $\mathbf{V}$ the resultant of shearing forces (Fig. 1.28d). The average values of the corresponding normal and shearing stresses are obtained by dividing, respectively, F and V by the area A_θ of the section:

$$\sigma = \frac{F}{A_\theta} \quad \tau = \frac{V}{A_\theta} \quad (1.13)$$

Substituting for F and V from (1.12) into (1.13), and observing from Fig. 1.28c that $A_0 = A_\theta \cos \theta$, or $A_\theta = A_0 / \cos \theta$, where A_0 denotes

E'tibor berilsa Nz cho'zilish yoki siqilishga sabab bo'ladi, Qx va Ou siljishni keltirib chiqaradi. Mz buralishdagi deformatsiyaga sabab bo'lsa Mx va Mu ta'sirida egilish yuzaga keladi.

Tekshirilayotgan kesimda bir necha ichki kuchlar faktorlari paydo bo'lsa, murakkab deformatsiya vujudga keladi. Ta'sir qilayotgan tashqi kuchlarga qarab ichki kuchlar faktorlarida hammasi, bir nechta yoki xususiy holda faqatgina bittasi hosil bo'lishi mumkin.

Kesilgan yuzada elementar dA yuzacha ajratamiz. Bu yuzachadagi barcha nuqtalarga bir xil kuchlar ta'sir qiladi deb qaraymiz (1.2-shakl). U holda bu kuchlarning teng ta'sir etuvchisi dR yuzacha markazidan o'tadi. dF_x , dF_y , va dF_z lar shu kuchning koordinata o'qlaridagi proyeksiyalari.

Kuchning yuzada qanday taqsimlanganligi to'g'risida fikr yuritish uchun kuchlanish tushunchasi kiritiladi. Elementar yuzachaning markazidagi umumiy, normal va urinma kuchlanishlar quyidagicha topiladi:

$$P = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta R}{\Delta A} \quad \text{umumiy kuchlanish} \quad \sigma = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta N}{\Delta A} \quad \text{normal}$$

kuchlanish

$$\tau = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta Q}{\Delta A} \quad \text{urinma kuchlanishlar.}$$

1.3-shakl.

Kuchlanish birligi sifatida Paskal qabul qilingan $1 \text{ Pa} = \frac{1 \text{ N}}{1 \text{ m}^2}$ Paskal juda kichik

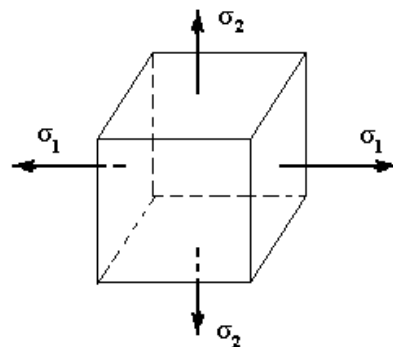
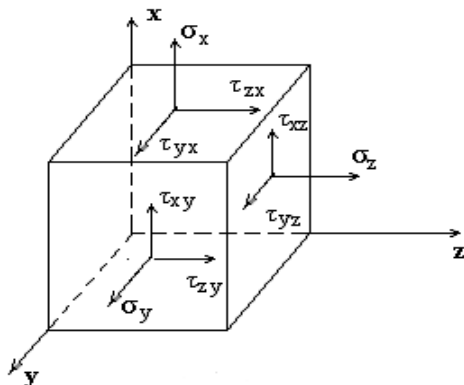
kuchlanish bo'lgani uchun Megapaskal ishlatiladi: $1 \text{ Mpa} = 10^6 \text{ Pa}$

Agar material hajmida elementar kubcha ajratilsa, uning har bir yuzasiga bittadan normal va 2tadan urinma kuchlanish ta'sir qiladi (1.3-shakl).

Elementar kub holatining o'zgarishi normal va urinma kuchlanishlar konsentratsiyasining o'zgarishiga olib keladi.

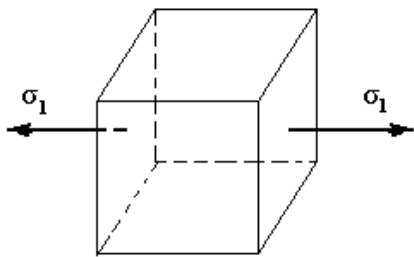
Bunda kubning shunday holati mavjudki, bu holatda urinma kuchlanishlar 0 ga teng bo'ladi.

Elementning urinma kuchlanishlar ta'sir qilmayotgan qirralari bosh maydonchalar deyiladi. Bu maydonchalarga ta'sir



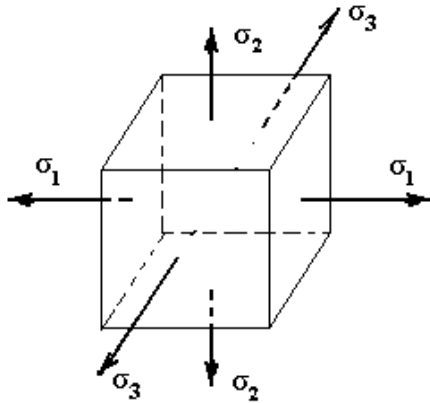
qilayotgan normal kuchlanishlar esa bosh kuchlanishlar deyiladi. SHu maydonchalarga o'tkazilgan normallar bosh yo'nalishlar deyiladi.

Bosh kuchlanishlar $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ harflari bilan belgilanadi. σ_1 eng katta va σ_3 eng kichik bosh kuchlanish deyiladi.



Bosh kuchlanishlarning kattaligiga qarab elementar kubning quyidagi kuchlanganlik holatlari mavjud:

Faqatgina bitta bosh kuchlanish ta'sir qilayotgan hol. Bunday kuchlanganlik holati chiziqli kuchlanish holati deyiladi.



Ikkita bosh kuchlanish ta'sir qilayotgan hol. Bunda σ_1 dan tashqari σ_2 ham ta'sir qiladi va bunday kuchlanish holati tekis kuchlanish holati deb ataladi:

Uchta bosh kuchlanish ta'sir qilayotgan hol. Bunda bosh kuchlanishlarni uchchalasi ham ta'sir qiladi. Elementar kubning bunday kuchlanishi hajmiy kuchlanganlik holati deb ataladi.

CHO`ZILISH VA SIQILISH. GUK QONUNI

Cho`zilish va siqilish brusga uning bo`ylama o`qi bo`ylab ta'sir qiluvchi kuchlar qo`yilganda vujudga keladi. Bundan keyingi mulohazalarda faqat cho`zilish haqida fikr yuritamiz, bu fikrlar tuligicha siqilishga ham taaluqli bo`ladi.

**Cho`zilish-** brus o`qidan o`tuvchi bir-biriga teskari yo`nalgan kuchlar ta'siridagi deformatsiya;

Passing a section through Q parallel to the zx plane, we define in the same manner the stress components, σ_y , τ_{yz} , and τ_{yx} . Finally, a section through Q parallel to the xy plane yields the components σ_z , τ_{zx} , and τ_{xz} .

To facilitate the visualization of the stress condition at point Q , we shall consider a small cube of side a centered at Q and the stresses exerted on each of the six faces of the cube (Fig. 1.34). The stress components shown in the figure are σ_x , σ_y , and σ_z , which represent the normal stress on faces respectively perpendicular to the x , y , and z axes, and the six shearing stress components τ_{xy} , τ_{xz} , etc. We recall that, according to the definition of the shearing stress components, τ_{xy} represents the y component of the shearing stress exerted on the face perpendicular to the x axis, while τ_{yx} represents the x component of the shearing stress exerted on the face perpendicular to the y axis. Note that only three faces of the cube are actually visible in Fig. 1.34, and that equal and opposite stress components act on the hidden faces. While the stresses acting on the faces of the cube differ slightly from the stresses at Q , the error involved is small and vanishes as side a of the cube approaches zero.

Important relations among the shearing stress components will now be derived. Let us consider the free-body diagram of the small cube centered at point Q (Fig. 1.35). The normal and shearing forces acting on the various faces of the cube are obtained by multiplying the corresponding stress components by the area ΔA of each face. We first write the following three equilibrium equations:

$$\Sigma F_x = 0 \quad \Sigma F_y = 0 \quad \Sigma F_z = 0 \quad (1.19)$$

Since forces equal and opposite to the forces actually shown in Fig. 1.35 are acting on the hidden faces of the cube, it is clear that Eqs. (1.19) are satisfied. Considering now the moments of the forces about axes x' , y' , and z' drawn from Q in directions respectively parallel to the x , y , and z axes, we write the three additional equations

$$\Sigma M_{x'} = 0 \quad \Sigma M_{y'} = 0 \quad \Sigma M_{z'} = 0 \quad (1.20)$$

Using a projection on the $x'y'$ plane (Fig. 1.36), we note that the only forces with moments about the z axis different from zero are the shearing forces. These forces form two couples, one of counter-clockwise (positive) moment $(\tau_{xy} \Delta A)a$, the other of clockwise (negative) moment $-(\tau_{yx} \Delta A)a$. The last of the three Eqs. (1.20) yields, therefore,

$$+\circlearrowleft \Sigma M_z = 0: \quad (\tau_{xy} \Delta A)a - (\tau_{yx} \Delta A)a = 0$$

from which we conclude that

$$\tau_{xy} = \tau_{yx} \quad (1.21)$$

The relation obtained shows that the y component of the shearing stress exerted on a face perpendicular to the x axis is equal to the x

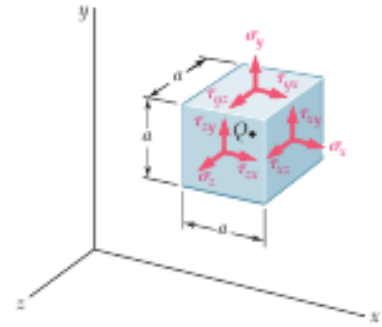


Fig. 1.34

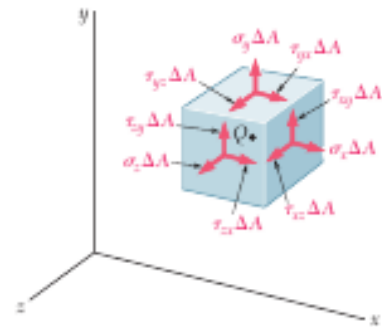


Fig. 1.35

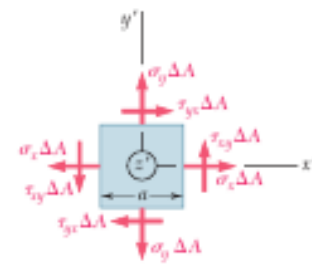
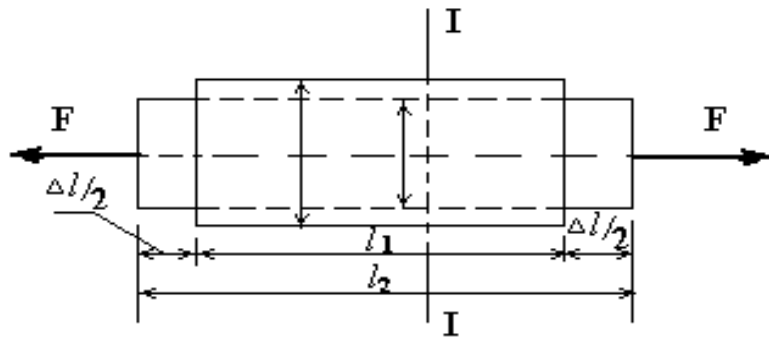


Fig. 1.36



Siqilish- brus o`qidan o`tuvchi bir-biriga qarab yo`nalgan kuchlar ta`siridagi deformatsiya.

1.4- shaklda F cho`zuvchi kuch ta`sirida deformatsiyalangan brus keltirilgan.

Absolyut bo`ylama va ko`ndalang deformatsiyalar quyidagicha topiladi:

$$(\Delta l = l_2 - l_1) (\Delta d = d_2 - d_1).$$

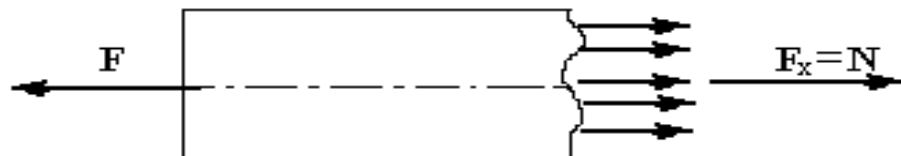
Brusning uzunligiga qarab bir xil kuch ta`sir qilsa ham absolyut cho`zilish har-xil bo`lishi mumkin, shuning uchun nisbiy deformatsiya tushunchasi kiritiladi:

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l} \text{ nisbiy bo`ylama deformatsiya; } \varepsilon^1 = \frac{\Delta d}{d} \text{ nisbiy ko`ndalang deformatsiya.}$$

Tajribalarda shu narsa aniqlanganki ε^1 va ε larning nisbati izotrop materiallar uchun o`zgarmas kattalik va ko`pchilik materiallarda $\mu = 0,25 \div 0,35$ oralig`ida yotadi. Umuman  $\mu = 0 \div 0,5$  oralig`ida yotadi. Bu Puasson koeffisienti deb ataladi:

$$\mu = \left| \frac{\varepsilon^1}{\varepsilon} \right|$$

Brusni I-I kesim bilan kesamiz va bir qismini tashlab yuboramiz (1.5 shakl).



1.5-shakl

Statika qoidalariga binoan quyidagilarni yoza olamiz:

$$\sum F(x) = 0; \quad F_x = F = N$$

Shu kesimdagi normal kuchlanish quyidagicha topiladi: $\sigma = \frac{N}{A}$

Guk qonuni. Kuchlanishning ma`lum bir proportsionallik chegarasida material elastikligini yo`qotmaydi, yani shu proportsionallik chegarasida kuchlanish nisbiy cho`zilishga to`g`ri proportsional bo`ladi:

$$\sigma = E\varepsilon \quad E = \frac{\sigma}{\varepsilon}$$

Bu yerda E – birinchi tur elastiklik moduli deyiladi, birligi N / m² va u tajribadan aniqlanadi. Guk qonunidan foydalanib cho`zuvchi kuch N brus o`lchamlari va absolyut cho`zilish o`rtasidagi munosabatni keltirib chiqarish mumkin:

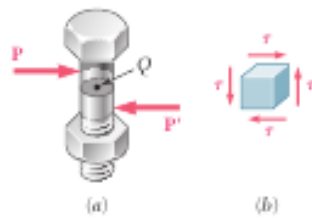


Fig. 1.37

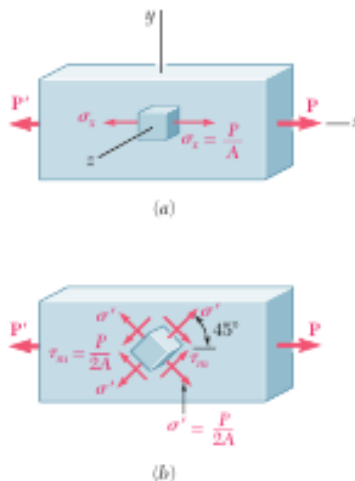


Fig. 1.38

component of the shearing stress exerted on a face perpendicular to the y axis. From the remaining two equations (1.20), we derive in a similar manner the relations

$$\tau_{yz} = \tau_{zy} \quad \tau_{zx} = \tau_{xz} \quad (1.22)$$

We conclude from Eqs. (1.21) and (1.22) that only six stress components are required to define the condition of stress at a given point Q , instead of nine as originally assumed. These six components are σ_x , σ_y , σ_z , τ_{xy} , τ_{yz} , and τ_{zx} . We also note that, at a given point, *shear cannot take place in one plane only*; an equal shearing stress must be exerted on another plane perpendicular to the first one. For example, considering again the bolt of Fig. 1.27 and a small cube at the center Q of the bolt (Fig. 1.37a), we find that shearing stresses of equal magnitude must be exerted on the two horizontal faces of the cube and on the two faces that are perpendicular to the forces $\mathbf{P}$ and $\mathbf{P}'$ (Fig. 1.37b).

Before concluding our discussion of stress components, let us consider again the case of a member under axial loading. If we consider a small cube with faces respectively parallel to the faces of the member and recall the results obtained in Sec. 1.11, we find that the conditions of stress in the member may be described as shown in Fig. 1.38a; the only stresses are normal stresses σ_x exerted on the faces of the cube which are perpendicular to the x axis. However, if the small cube is rotated by 45° about the z axis so that its new orientation matches the orientation of the sections considered in Fig. 1.29c and d, we conclude that normal and shearing stresses of equal magnitude are exerted on four faces of the cube (Fig. 1.38b). We thus observe that the same loading condition may lead to different interpretations of the stress situation at a given point, depending upon the orientation of the element considered. More will be said about this in Chap 7.

1.13 DESIGN CONSIDERATIONS

In the preceding sections you learned to determine the stresses in rods, bolts, and pins under simple loading conditions. In later chapters you will learn to determine stresses in more complex situations. In engineering applications, however, the determination of stresses is seldom an end in itself. Rather, the knowledge of stresses is used by engineers to assist in their most important task, namely, the design of structures and machines that will safely and economically perform a specified function.

a. Determination of the Ultimate Strength of a Material. An important element to be considered by a designer is how the material that has been selected will behave under a load. For a given material, this is determined by performing specific tests on prepared samples of the material. For example, a test specimen of steel may be prepared and placed in a laboratory testing machine to be subjected to a known centric axial tensile force, as described in Sec. 2.3. As the magnitude of the force is increased, various changes in the specimen are measured, for example, changes in its length and its diameter.

$$\frac{\Delta \ell}{\ell} = \varepsilon; \quad \Delta \ell = \ell \cdot \varepsilon; \quad \text{yoki} \quad \Delta \ell = \frac{\sigma}{E} \ell; \quad \sigma = \frac{N}{A}$$

$$\text{ekanligini e'tiborga olsak,} \quad \Delta \ell = \frac{N \cdot \ell}{EA}$$

Demak brusning absolyut deformatsiya cho'zuvchi kuch va brus uzunligiga to'g'ri proportsional, elastiklik moduli va brus ko'ndalang kesimiga teskari proportsional bo'lar ekan.

EA- brusning cho'zilishdagibikrligideyiladi.

Bunishundaytushunishkerakki,
materialcho`zilishdadeformatsiyagaqanchalikmoyilbo`lsa,
uningcho`zilishdagibikrligishunchapastbo`ladi.

CHO`ZILISHDABRUSNINGMUSTAHLIKSHARTI

Bizyuqoridacho`zilishvasiqilishgaishlaydiganbrussterjendebatalishinieslatganedik.
Cho`zilishdasterjenningmustahkamlikshartiquyidagimulohazalardananiqlanadi.

Sterjenmustahkambo`lishiuchununingharflikesimidahosilbo`ladigannormalmaksimalkuc
hlanishshusterjenmaterialiuchunruxsatetilgannormalkuchlanish $[\sigma_{adm}]$

danortibketmasligikerak. Agarsterjencho`zilishvasiqilishgaharxilqarshilikko`rsatsa,
ruxsatetilgankuchlanishlartegishlica $[\sigma_{ok}]$ va $[\sigma_M]$ bilanbelgilanadi.

Turlimateriallaruchunruxsatetilgankuchlanishlarjadvallardaberiladi.

Ushbumulohazalarnie`tiborgaolibsterjennimustahkamlikshartiniquyidagichayozishmum
kin:

58 Stress and Strain—Axial Loading

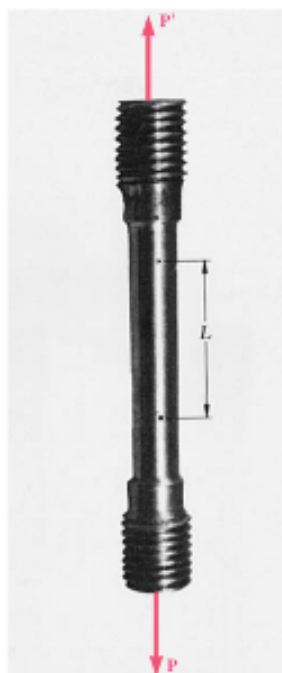


Photo 2.3 Test specimen with tensile load.

distance L between the two gage marks also increases (Photo 2.3). The distance L is measured with a dial gage, and the elongation $\delta = L - L_0$ is recorded for each value of P . A second dial gage is often used simultaneously to measure and record the change in diameter of the specimen. From each pair of readings P and δ , the stress σ is computed by dividing P by the original cross-sectional area A_0 of the specimen, and the strain ϵ by dividing the elongation δ by the original distance L_0 between the two gage marks. The stress-strain diagram may then be obtained by plotting ϵ as an abscissa and σ as an ordinate.

Stress-strain diagrams of various materials vary widely, and different tensile tests conducted on the same material may yield different results, depending upon the temperature of the specimen and the speed of loading. It is possible, however, to distinguish some common characteristics among the stress-strain diagrams of various groups of materials and to divide materials into two broad categories on the basis of these characteristics, namely, the *ductile* materials and the *brittle* materials.

Ductile materials, which comprise structural steel, as well as many alloys of other metals, are characterized by their ability to *yield* at normal temperatures. As the specimen is subjected to an increasing load, its length first increases linearly with the load and at a very slow rate. Thus, the initial portion of the stress-strain diagram is a straight line with a steep slope (Fig. 2.6). However, after a critical value σ_y of the stress has been reached, the specimen undergoes a large deformation with a relatively small increase in the applied load. This deformation is caused by slippage of the material along oblique surfaces and is due, therefore, primarily to shearing stresses. As we can note from the stress-strain diagrams of two typical ductile materials (Fig. 2.6), the elongation of the specimen after it has started to yield can be 200 times as large as its deformation before yield. After a certain maximum value of the load has been reached, the diameter of a portion of the specimen begins to decrease, because of local instability (Photo 2.4a). This phenomenon is known as *necking*. After necking has begun, somewhat lower loads are sufficient to keep the specimen elongating further, until it finally ruptures (Photo 2.4b). We note that rupture occurs along a cone-shaped surface that forms an angle of approximately 45° with the original surface of the specimen. This indicates that shear is primarily responsible for the failure of ductile materials, and confirms the fact that, under an axial load,

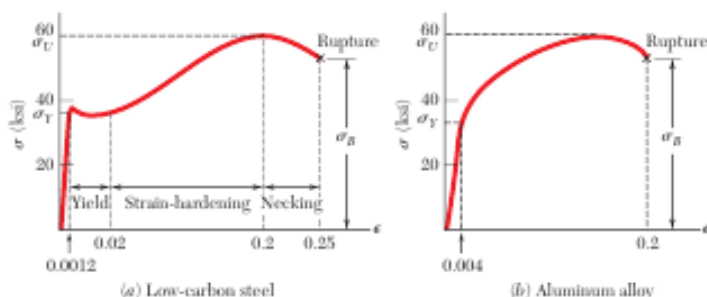


Fig. 2.6 Stress-strain diagrams of two typical ductile materials.

$$\sigma_{\max} = \frac{N}{A} \leq [\sigma_{adm}]; \quad \text{yoki} \quad \sigma_{\max} = \frac{N}{A} \leq [\sigma]$$

Bu formulayordamida quyidagi uch xil masalani haletish mumkin:

1. Mustahkamlikni tekshirish, bu quyidagi formulayordamida bajariladi:

$$\sigma_{\max} = \frac{N}{A} \leq [\sigma]$$

2. Ko'ndalang kesim o'lchamlarini tanlash, bu quyidagi formuladan foydalanib bajariladi:

$$A \geq \frac{N}{[\sigma]};$$

3. Sterjen ko'tara oladigan kuchni topish: $N_{\max} \leq [\sigma] \cdot A$

CHO'ZILISHDA POTENTIAL ENERGIYA

Materialga qo'yilgan tashqi kuchlar uni deformatsiyalab qandaydir ish bajaradi. Bu ish qisman potentsial va qisman kinetik energiyaga aylanadi.

Materialni statik yuklanishda deb qarab kinetik energiyani 0 ga teng deyish mumkin.

Qo'yilgan cho'zuvchi kuch N o'sib biror $N_{\max}$ qiymatga erishganda ichki kuchlar bilan muvozanatlashadi deb qaraylik. U holda bu kuch bajargan elementar ish quyida giga teng bo'ladi:

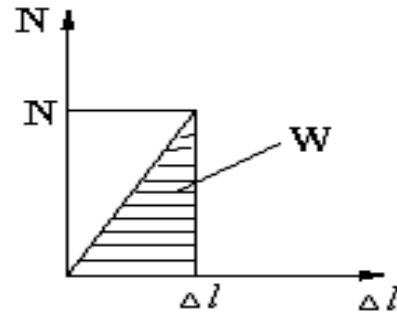
$$dW = N \cdot d(\Delta l);$$

Δl uzayishda ish 5.6-shakldagi shtrixlangan yuzaga teng. U holda ish va potentsial energiyaning tengligidan quyidagini yoza olamiz:

$$W = E_n = \frac{1}{2} N \Delta l = \frac{N^2 \cdot l}{2EA};$$

Ushbu formulani e'tiborga olib cho'zilishda deformatsiyaning solishtirma potentsial energiyasini topamiz; hajmni $V = l \cdot A$ deb olamiz:

$$a = \frac{E_n}{V} = \frac{\sigma^2}{2E} = \frac{1}{2} \sigma \cdot \varepsilon$$



14.MAVZU

SILJISH VA BURALISH. TEKIS KESIMLARNING GEOMETRIK TAVSIFLARI

Reja:

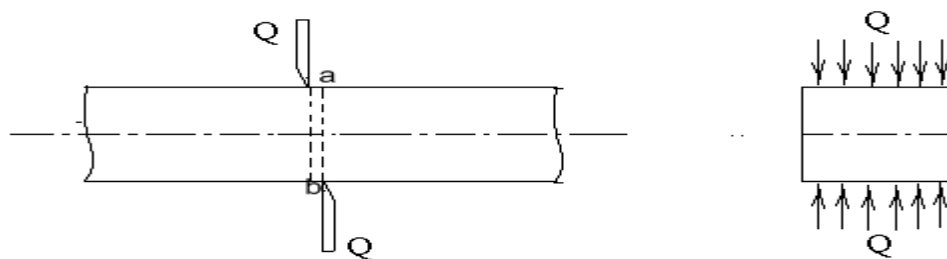
1. Sof siljish. Absolyut va nisbiy siljish.
2. Siljishda brusning mustahkamlik sharti. Mustahkamlik nazariyalari.
3. Buralish. Burovchi moment, urinma kuchlanish va buralish burchagini aniqlash.
4. Buralishda brusning mustahkamlik sharti.
5. Tekis kesimlarning geometrik xarakteristikalarini.

Adabiyotlar: 4, 5, 6, 8, 12..

Tayanch iboralar: Siljish, sof siljish, urinma kuchlanish, siljish burchagi, absolyut siljish, siljishda birklik, mustahkamlik nazariyalari, buralish, buralishda mustahkamlik, statik va inersiya momentlari.

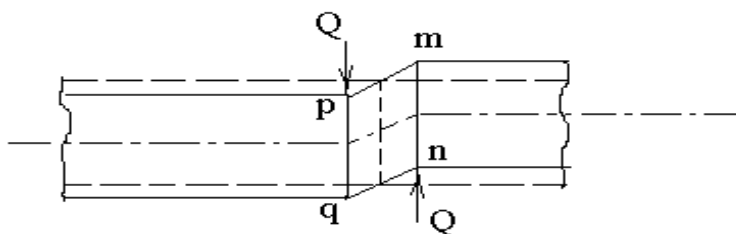
SILJISH. SILJISHDA GUK QONUNI

Inshoot qismlari baʼzan shunday sharoitlarda ishlaydiki, bunda hosil boʻladigan kuchlanishlar detall qismlarini bir-biriga nisbatan siljitib ishdan chiqaradi.



2.1- shakl.

Aytaylik sterjenga bir-biriga qarama-qarshi yoʻnalgan Q va $-Q$ lar taʼsir qilayotgan



boʻlsin (2.2shakl).

Bu kuchlarning kattaaligi yetarlicha boʻlsa sterjenni ab kesim boʻylab ikki boʻlakka ajratishi mumkin. Bu hodisa kesilish deyiladi. Agar kuchlar ab kesim boʻylab emas mp va pq kesimlar boʻylab yoʻnaltirilsa kesuvchi kuch uncha katta boʻlmasa ham sterjenni ikki boʻlakka ajratadi. Bunda sterjen qismlari faqat urinma kuchlanishlar taʼsirida bir-biriga nisbatan siljiydi. Bu urinma kuchlanish quyidagicha topiladi:

$$\tau = \frac{Q}{A}$$

Faqatgina urinma kuchlanishlar taʼsirida yuz beradigan siljish **sof siljish** deb ataladi. Siljish deformatsiyasi elastiklik chegarasigacha $mnpq$ elementning qiyshayishi bilan tasvirlanadi. Bunda γ burchak siljish burchagi deb ataladi.

Elementnimntomoniniqoʻzgʻalmasdeylik.

Unda siljituvchikuchtaʼsirida $pqtomonqq' = \delta$ masofaga siljiydi. Buni

absolyutsiljish deyiladi.

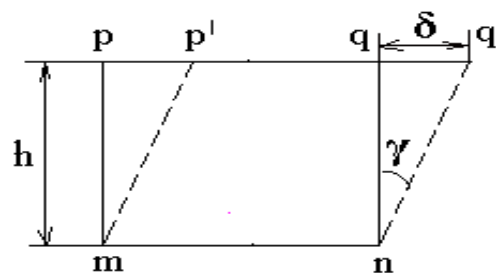
2.2-shakl.

$\frac{PP^1}{mp}$ nisbatni **nisbiy siljish** deymiz.

Shakldan quyidagini yozish mumkin:

$\frac{PP^1}{mp} = tg\gamma$. Kichik deformatsiyalarni tekshirishda $tg\gamma = \gamma$ deb olish mumkin, demak:

$$\frac{PP^1}{mP} = \frac{\delta}{h} = \gamma; \quad \gamma = \frac{\delta}{h};$$



2.15 FURTHER DISCUSSION OF DEFORMATIONS UNDER AXIAL LOADING; RELATION AMONG E , ν , AND G

We saw in Sec. 2.11 that a slender bar subjected to an axial tensile load $\mathbf{P}$ directed along the x axis will elongate in the x direction and contract in both of the transverse y and z directions. If ϵ_x denotes the axial strain, the lateral strain is expressed as $\epsilon_y = \epsilon_z = -\nu\epsilon_x$, where ν is Poisson's ratio. Thus, an element in the shape of a cube of side equal to one and oriented as shown in Fig. 2.49a will deform into a rectangular parallelepiped of sides $1 + \epsilon_x$, $1 - \nu\epsilon_x$, and $1 - \nu\epsilon_x$. (Note that only one face of the element is shown in the figure.) On the other hand, if the element is oriented at 45° to the axis of the load (Fig. 2.49b), the face shown in the figure is observed to deform into a rhombus. We conclude that the axial load $\mathbf{P}$ causes in this element a shearing strain γ' equal to the amount by which each of the angles shown in Fig. 2.49b increases or decreases.†

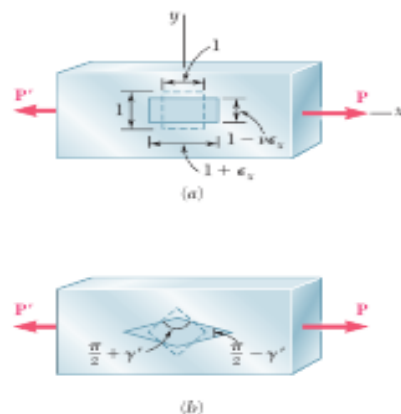


Fig. 2.49 Representations of strain in an axially-loaded bar.

102 Stress and Strain—Axial Loading

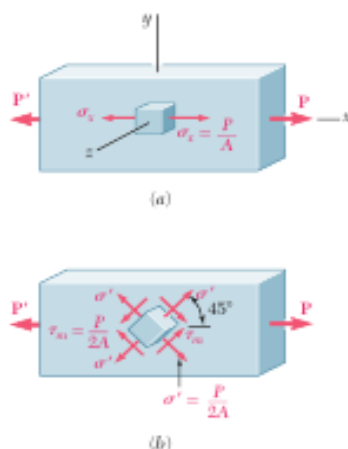


Fig. 1.38 [repeated]

The fact that shearing strains, as well as normal strains, result from an axial loading should not come to us as a surprise, since we already observed at the end of Sec. 1.12 that an axial load $\mathbf{P}$ causes normal and shearing stresses of equal magnitude on four of the faces of an element oriented at 45° to the axis of the member. This was illustrated in Fig. 1.38, which, for convenience, has been repeated here. It was also shown in Sec. 1.11 that the shearing stress is maximum on a plane forming an angle of 45° with the axis of the load. It follows from Hooke's law for shearing stress and strain that the shearing strain γ' associated with the element of Fig. 2.49b is also maximum: $\gamma' = \gamma_m$.

While a more detailed study of the transformations of strain will be postponed until Chap. 7, we will derive in this section a relation between the maximum shearing strain $\gamma' = \gamma_m$ associated with the element of Fig. 2.49b and the normal strain ϵ_x in the direction of the load. Let us consider for this purpose the prismatic element obtained by intersecting the cubic element of Fig. 2.49a by a diagonal plane (Fig. 2.50a and b). Referring to Fig. 2.49a, we conclude that this new element will deform into the element shown in Fig. 2.50c, which has horizontal and vertical sides respectively equal to $1 + \epsilon_x$ and $1 - \nu\epsilon_x$. But the angle formed by the oblique and horizontal faces of the element of Fig. 2.50b is precisely half of one of the right angles of the cubic element considered in Fig. 2.49b. The angle β into which this angle deforms must therefore be equal to half of $\pi/2 - \gamma_m$. We write

$$\beta = \frac{\pi}{4} - \frac{\gamma_m}{2}$$

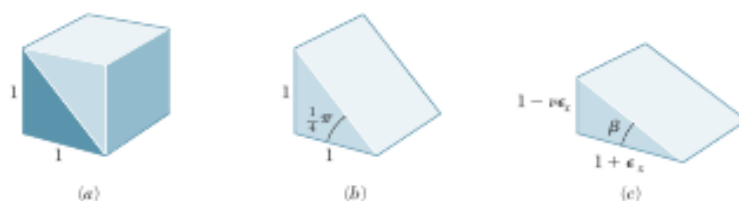


Fig. 2.50

Applying the formula for the tangent of the difference of two angles, we obtain

$$\tan \beta = \frac{\tan \frac{\pi}{4} - \tan \frac{\gamma_m}{2}}{1 + \tan \frac{\pi}{4} \tan \frac{\gamma_m}{2}} = \frac{1 - \tan \frac{\gamma_m}{2}}{1 + \tan \frac{\gamma_m}{2}}$$

or, since $\gamma_m/2$ is a very small angle,

$$\tan \beta = \frac{1 - \frac{\gamma_m}{2}}{1 + \frac{\gamma_m}{2}} \quad (2.39)$$

But, from Fig. 2.50c, we observe that

$$\tan \beta = \frac{1 - \nu \epsilon_x}{1 + \epsilon_x} \quad (2.40)$$

Equating the right-hand members of (2.39) and (2.40), and solving for γ_{xy} , we write

$$\gamma_{xy} = \frac{(1 + \nu)\epsilon_x}{1 + \frac{1 - \nu}{2}\epsilon_x}$$

Since $\epsilon_x \ll 1$, the denominator in the expression obtained can be assumed equal to one; we have, therefore,

$$\gamma_{xy} = (1 + \nu)\epsilon_x \quad (2.41)$$

which is the desired relation between the maximum shearing strain γ_{xy} and the axial strain ϵ_x .

To obtain a relation among the constants E , ν , and G , we recall that, by Hooke's law, $\gamma_{xy} = \tau_{xy}/G$, and that, for an axial loading, $\epsilon_x = \sigma_x/E$. Equation (2.41) can therefore be written as

$$\frac{\tau_{xy}}{G} = (1 + \nu)\frac{\sigma_x}{E}$$

or

$$\frac{E}{G} = (1 + \nu)\frac{\sigma_x}{\tau_{xy}} \quad (2.42)$$

We now recall from Fig. 1.38 that $\sigma_x = P/A$ and $\tau_{xy} = P/2A$, where A is the cross-sectional area of the member. It thus follows that $\sigma_x/\tau_{xy} = 2$. Substituting this value into (2.42) and dividing both members by 2, we obtain the relation

$$\frac{E}{2G} = 1 + \nu \quad (2.43)$$

which can be used to determine one of the constants E , ν , or G from the other two. For example, solving Eq. (2.43) for G , we write

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)} \quad (2.43')$$

*2.16 STRESS-STRAIN RELATIONSHIPS FOR FIBER-REINFORCED COMPOSITE MATERIALS

Fiber-reinforced composite materials were briefly discussed in Sec. 2.5. It was shown at that time that these materials are obtained by embedding fibers of a strong, stiff material into a weaker, softer material, referred to as a *matrix*. It was also shown that the relationship between the normal stress and the corresponding normal strain created in a lamina, or layer, of a composite material depends upon the direction in which the load is applied. Different moduli of elasticity, E_x , E_y , and E_z , are therefore required to describe the relationship between normal stress and normal strain, according to whether the

Oddiy cho`zilishdagi kabi sof siljishda ham kuchlanish va nisbiy deformatsiya o`rtasida munosabat mavjud va u **siljishda Guk qonuni** deb ataladi:

$$\tau = G \cdot \gamma; \quad \gamma = \frac{\tau}{G};$$

Bu yerda G- siljish moduli yoki ikkinchi tur elastiklik moduli deb ataladi.

Sof siljishda ham oddiy cho`zilishdagi kabi absolyut deformatsiya bilan sterjen o`lchami va kesuvchi kuch o`rtasidagi munosabatni keltirib chiqarish mumkin:

$$\delta = h \cdot \gamma = \frac{\tau \cdot h}{G} = \frac{Q \cdot h}{G \cdot A}$$

GA - siljishda bikrlilik deyiladi.

Birinchi va ikkinchi tur elastiklik modullari o`rtasida quyidagi munosabat mavjud:

$$G = \frac{E}{2(1 + \mu)}.$$

SILJISHDA BRUSNING MUSTAHKAMLIK SHARTI

Siljishda brus mustahkam bo`lishi uchun unga ta`sir qilayotgan maksimal urinma kuchlanish shu brus uchun ruxsat etilgan urinma kuchlanishdan ortib ketmasligi kerak. Shu mulohazadan foydalanib brusning siljishdagi mustahkamlik shartini quyidagicha yo`zish mumkin:

$$\tau_{\max} = \frac{Q}{A} \leq [\tau]$$

Bu yyerda $[\tau]$ - brus uchun ruxsat etilgan urinma kuchlanish.

Siljishdagi ruxsat etilgan kuchlanishni tanlash cho`zilishdagiga qaraganda murakkabroqdir. Umuman cho`zilishda ruxsat etilgan kuchlanishni topish uchun materialning oquvchanlik chegarasi bilan mustahkamlik chegarasi asos qilib olinadi. Ammo siljish uchun materialning bu xususiyatlarini topish amaliy jihatdan qiyin masala, chunki sof siljish tekis kuchlanish holatiga ekvivalent bo`lib, murakkab kuchlanishdan iboratdir.

Murakkab kuchlanish sinovini mexanik laboratoriyalarda o`tkazib bo`lmaydi. Bunday hollarda qator olimlar tomonidan o`rtaga tashlangan mustahkamlik nazariyalaridan foydalaniladi. Quyida ana shu mustahkamlik nazariyalarining bir nechitasi bo`yicha mustahkamlik shartlarini keltirib o`tamiz:

1. Eng katta normal kuchlanish nazariyasi. Bu nazariya bo`yicha mustahkamlik sharti quyidagicha:

$$\sigma_1 \leq [\sigma]$$

2. Eng katta nisbiy cho`zilish nazariyasi:

$$\sigma_1 - \mu(\sigma_2 + \sigma_3) \leq [\sigma]$$

3. Maksimal urinma kuchlanish nazariyasi:

$$\tau_{\max} \leq [\tau] \text{ yoki } \sigma_1 - \sigma_3 \leq [\sigma]$$

4. Energetik nazariya:

$$\sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2]} \leq [\sigma];$$

5. Mor nazariyasi:

$$\sigma_1 - m\sigma_3 \leq [\sigma]$$

Siljish uchun ruxsat etilgan kuchlanish mustahkamlikning ikkinchi, uchinchi va to'rtinchi nazariyalari asosida topiladi.

Ikkinchi nazariyaga muvofiq:

$$[\sigma] \geq \sigma_1 - \mu\sigma_3 = \tau + \tau\mu = \tau(1 + \mu);$$

Agar po'lat uchun $\mu = 0,3$ deb olsak, u holda siljish uchun ruxsat etilgan kuchlanish $[\tau] \approx 0,77[\sigma]$ ga teng bo'ladi.

Uchinchi nazariyaga ko'ra:

$$[\sigma] \geq \sigma_1 - \sigma_3 = \tau - (-\tau) = 2\tau \quad \text{yoki} \quad [\tau] = 0,5[\sigma]$$

Nihoyatto'rtinchinazariyagako'ra:

$$\sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2]} \leq [\sigma] \quad \text{yoki} \quad \sqrt{\frac{1}{2}[(\tau - 0)^2 + (\tau + \tau)^2 + (0 + \tau)^2]} \leq [\sigma]$$

$$\text{bundan } \sqrt{3}\tau \leq [\sigma]; \quad \sqrt{3} \cdot \tau \leq [\sigma] \text{ bundan } [\tau] = 0,57[\sigma]$$

Ilgarilari

(1910-1912

yillarda)

hisoblashlarmustahkamlikningikkinchinazariyasigaasoslanibtuzilaredi,

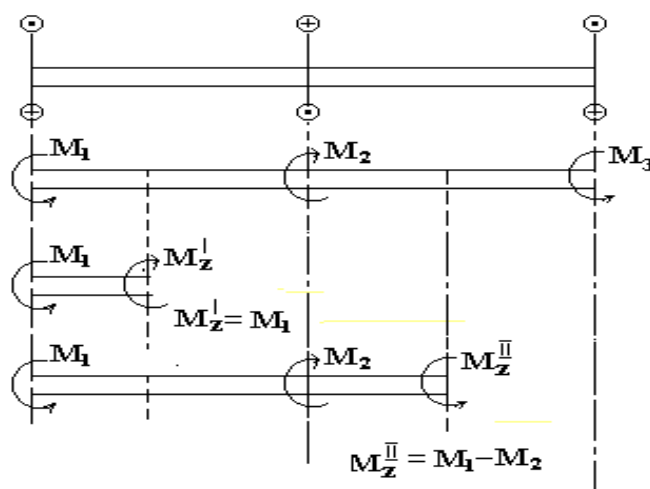
shutufayliruxsatetilganurinmakuchlanish $[\tau] = 0,8[\sigma]$ debolinaredi.

Hozirgidavrdplastikmateriallaruchunruxsatetilganurinmakuchlanish to'rtinchinazariyaga, yanienergetiknazariyagaasosan $[\tau] = 0,6[\sigma]$ debqabulqilinadi.

BURALISH. BURALISHDA KUHLANISH VA DEFORMATSIYA

Buralish deformatsiyaning shunday turiki, brus ko'ndalang kesimlarida ichki kuchlar faktorlaridan faqatgina burovchi moment yuzaga keladi.

Buralish deformatsiyasi brusga uning ko'ndalang kesimi tekisligi bo'yicha qo'yilgan va brus bo'ylama o'qiga perpendikulyar bo'lgan juft kuch ta'sirida yuzaga keladi. Bu juftning momenti burovchi moment deb ataladi. Brusning ixtiyoriy kesimidagi burovchi moment, qoldirilgan qismga ta'sir qilayotgan barcha tashqi burovchi momentlarning algebraik yig'indisiga teng (2.3 shakl).



2.3-shakl

Buralishda brus ko'ndalang kesimlarida urinma kuchlanishlar hosil bo'ladi. Shuning uchun brusning ixtiyoriy kesimidagi burovchi momentni ichki urinma kuchlarni brus bo'ylama o'qiga nisbatan momentlarining yig'indisiga teng deyish mumkin.

Burovchi moment ishorasi fizik ma'noga ega emas, lekin aniqlik uchun quyidagi ishoralar qoidasiga amal qilamiz.

Agar ichki burovchi moment brusni soat mili yo'nalishi bo'yicha aylantirishga harakat qilsa musbat (yani tashqi burovchi moment soat mili yo'nalishiga teskari aylantirishga harakat qilsa) va aksincha (2.4 shakl).

Endi buralishda kuchlanish va deformatsiyaning aniqlashni ko'rib chiqamiz. Brusda 1-1 va II-II kesimlar bilan chegaralangan juda kichik dz element ajratib olamiz (2.5 shakl). Ajratilgan elementning bir tomoni qistirib mahkamlangan deb hisoblaymiz.

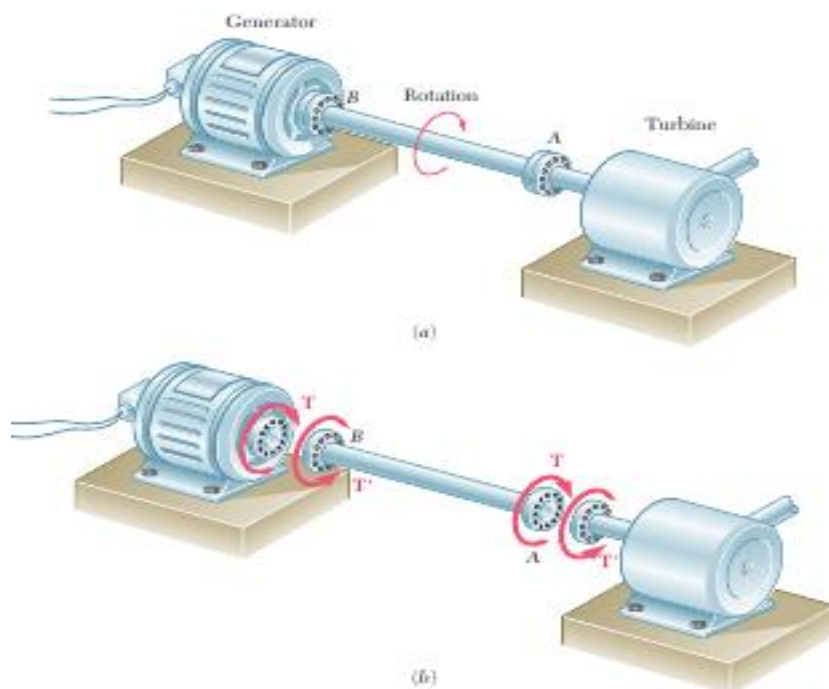


Fig. 3.2 Transmission shaft.

ABB¹ uchburchakdan quyidagilarni yozish mumkin:

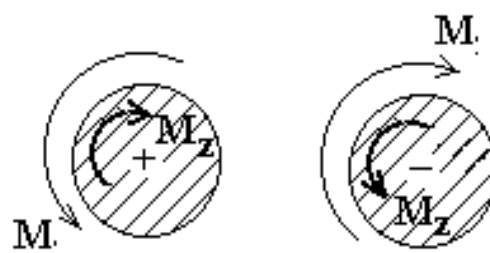
$$\frac{BB^1}{dz} = \operatorname{tg} \gamma_{\max}$$

$$BB^1 = r \cdot d\varphi; \quad \operatorname{tg} \gamma_{\max} \approx \gamma;$$

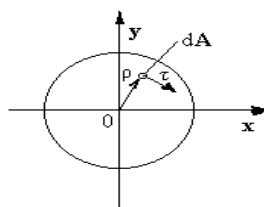
U holda:

$$\gamma_{\max} = r \cdot \frac{d\varphi}{dz}$$

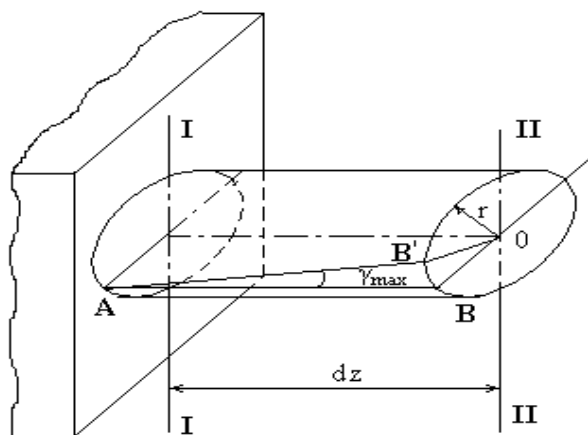
Brusda ixtiyoriy ρ radiusli
ajratib yuqoridagi mulohazalardan
yozishimiz mumkin bo'ladi:



silindr
quyidagini



2.5-shakl.



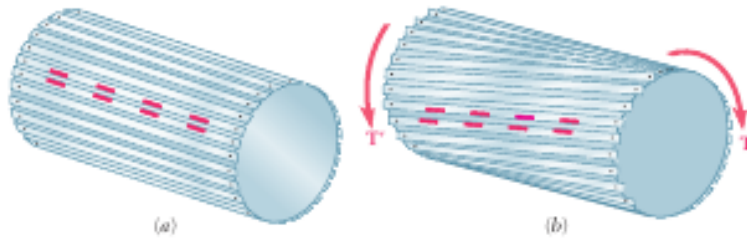


Fig. 3.6 Model of shaft.

the faces perpendicular to the axis of the shaft. But the conditions of equilibrium discussed in Sec. 1.12 require the existence of equal stresses on the faces formed by the two planes containing the axis of the shaft. That such shearing stresses actually occur in torsion can be demonstrated by considering a “shaft” made of separate slats pinned at both ends to disks as shown in Fig. 3.6a. If markings have been painted on two adjoining slats, it is observed that the slats slide with respect to each other when equal and opposite torques are applied to the ends of the “shaft” (Fig. 3.6b). While sliding will not actually take place in a shaft made of a homogeneous and cohesive material, the tendency for sliding will exist, showing that stresses occur on longitudinal planes as well as on planes perpendicular to the axis of the shaft.†

3.3 DEFORMATIONS IN A CIRCULAR SHAFT

Consider a circular shaft that is attached to a fixed support at one end (Fig. 3.7a). If a torque $\mathbf{T}$ is applied to the other end, the shaft will twist, with its free end rotating through an angle ϕ called the *angle of twist* (Fig. 3.7b). Observation shows that, within a certain range of values of T , the angle of twist ϕ is proportional to T . It also shows that ϕ is proportional to the length L of the shaft. In other words, the angle of twist for a shaft of the same material and same cross section, but twice as long, will be twice as large under the same torque $\mathbf{T}$. One purpose of our analysis will be to find the specific relation existing among ϕ , L , and T ; another purpose will be to determine the distribution of shearing stresses in the shaft, which we were unable to obtain in the preceding section on the basis of statics alone.

At this point, an important property of circular shafts should be noted: When a circular shaft is subjected to torsion, *every cross section remains plane and undistorted*. In other words, while the various cross sections along the shaft rotate through different amounts, each cross section rotates as a solid rigid slab. This is illustrated in Fig. 3.8a, which shows the deformations in a rubber model subjected to torsion. The property we are discussing is characteristic of circular shafts, whether solid or hollow; it is not enjoyed by members of noncircular cross section. For example, when a bar of square cross section is subjected to torsion, its various cross sections warp and do not remain plane (Fig. 3.8b).

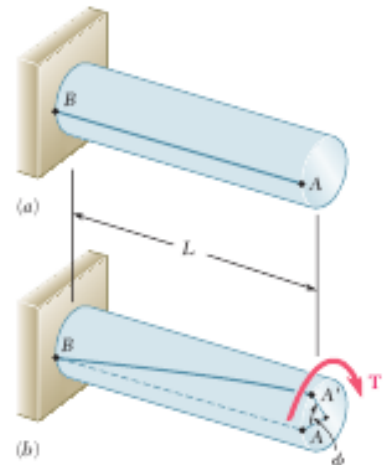


Fig. 3.7 Shaft with fixed support.

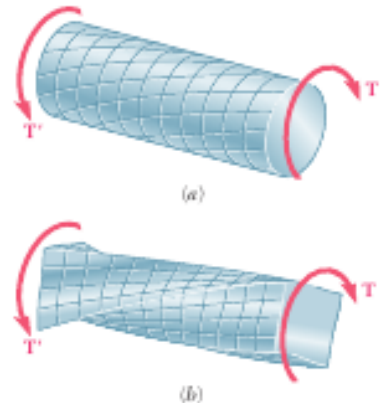


Fig. 3.8 Comparison of deformations in circular and square shafts.

$$\gamma = \rho \frac{d\phi}{dz}$$

Siljishda Guk qonunini ($\tau = G\gamma$) e'tiborga olib, urinma kuchlanish uchun quyidagi munosabatni hosil qilamiz:

$$\tau = G\rho \frac{d\phi}{dz}; \quad (1)$$

Brusning ko'ndalang kesimida elementar dA yuzacha ajratsak unga ta'sir qilayotgan elementar urinma kuch $\tau \cdot dA$ ga teng bo'ladi. (2.6- shakl) Bu elementar kuchning 0 nuqtaga nisbatan momenti quyidagiga teng:

$$dM_z = (\tau \cdot dA) \cdot \rho$$

Butun yuzadagi burovchi momentni topamiz:

$$M_z = \int \tau \cdot \rho \cdot dA \quad (2)$$

(1) va (2) ni e'tiborga olib quyidagini yozishimiz mumkin:

$$M_z = \int_A G \frac{d\varphi}{dz} \rho^2 \cdot dA = G \frac{d\varphi}{dz} \int_A \rho^2 \cdot dA = G \cdot \frac{d\varphi}{dz} \cdot J\rho, \left(\int_A \rho^2 \cdot dA = J\rho \right)$$

$$M_z = GJ\rho \frac{d\varphi}{dz}; \quad \frac{d\varphi}{dz} = \frac{M_z}{GJ\rho} \quad (3)$$

(3) ni (1) ga qo'yamiz va brusning ixtiyoriy ρ radiusli kesmidagi urinma kuchlanishni topamiz:

$$\tau = G\rho \frac{M_z}{GJ\rho} = \frac{M_z \cdot \rho}{J\rho} \quad (4)$$

Urinma kuchlanish brusning markazida 0 ga teng bo'lib, eng chekka qismida yani qobig'ida maksimal qiymatga ega bo'ladi (2.7 shakl). Maksimal urinma kuchlanishni topish uchun (4) dagi ρ o'rniga γ qo'yish kifoya:

2.7-shakl.

$$\tau_{\max} = \frac{M_z \cdot \gamma}{J\rho}$$

Quyidagicha belgilash kiritamiz: $W\rho = \frac{J\rho}{\rho}$ u holda: $\tau_{\max} = \frac{M_z}{W\rho}$

$W\rho$ -kesim polyar inertsia momentining kesim radiusiga nisbati bo'lib, kesimning polyar qarshilik momenti deyiladi, birligi sm^4 , m^4 . Brusning buralish burchagini topamiz. (3) munosabatdan quyidagilarni yozamiz:

$$d\varphi = \frac{Mz \cdot dz}{GJ\rho}; \quad \varphi = \int_l \frac{Mz \cdot dz}{GJ\rho}.$$

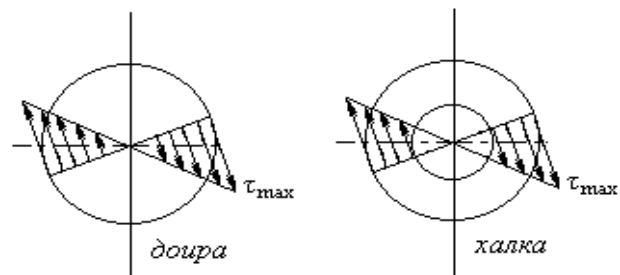
Xususiyl holda, brusning diametri o'zgarmas bo'lsa va burovchi moment bir xil bo'lsa, buralish burchagi quyidagicha topiladi:

$$\varphi = \frac{Mz \cdot l}{GJ\rho}$$

$GJ\rho$ -brusning buralishdagi bikrligi deb ataladi.

BURALISHDA BRUSNING MUSTAHKAMLIK SHARTI

Brus buralishda ruxsat etilgan urinma kuchlanish va ruxsat etilgan buralish burchagi bo'yicha mustahkamlikka tekshiriladi.



Our discussion so far has ignored the mode of application of the twisting couples $\mathbf{T}$ and $\mathbf{T}'$. If *all* sections of the shaft, from one end to the other, are to remain plane and undistorted, we must make sure that the couples are applied in such a way that the ends of the shaft themselves remain plane and undistorted. This may be accomplished by applying the couples $\mathbf{T}$ and $\mathbf{T}'$ to rigid plates, which are solidly attached to the ends of the shaft (Fig. 3.12a). We can then be sure that all sections will remain plane and undistorted when the loading is applied, and that the resulting deformations will occur in a uniform fashion throughout the entire length of the shaft. All of the equally spaced circles shown in Fig. 3.12a will rotate by the same amount relative to their neighbors, and each of the straight lines will be transformed into a curve (helix) intersecting the various circles at the same angle (Fig. 3.12b).

The derivations given in this and the following sections will be based on the assumption of rigid end plates. Loading conditions encountered in practice may differ appreciably from those corresponding to the model of Fig. 3.12. The chief merit of this model is that it helps us define a torsion problem for which we can obtain an exact solution, just as the rigid-end-plates model of Sec. 2.17 made it possible for us to define an axial-load problem which could be easily and accurately solved. By virtue of Saint-Venant's principle, the results obtained for our idealized model may be extended to most engineering applications. However, we should keep these results associated in our mind with the specific model shown in Fig. 3.12.

We will now determine the distribution of *shearing strains* in a circular shaft of length L and radius c that has been twisted through an angle ϕ (Fig. 3.13a). Detaching from the shaft a cylinder of radius ρ , we consider the small square element formed by two adjacent circles and two adjacent straight lines traced on the surface of the cylinder before any load is applied (Fig. 3.13b). As the shaft is subjected to a torsional load, the element deforms into a rhombus (Fig. 3.13c). We now recall from Sec. 2.14 that the shearing strain γ in a given element is measured by the change in the angles formed by the sides of that element. Since the circles defining two of the sides of the element considered here remain unchanged, the shearing strain γ must be equal to the angle between lines AB and $A'B$. (We recall that γ should be expressed in radians.)

We observe from Fig. 3.13c that, for small values of γ , we can express the arc length AA' as $AA' = L\gamma$. But, on the other hand, we have $AA' = \rho\phi$. It follows that $L\gamma = \rho\phi$, or

$$\gamma = \frac{\rho\phi}{L} \quad (3.2)$$

where γ and ϕ are both expressed in radians. The equation obtained shows, as we could have anticipated, that the shearing strain γ at a given point of a shaft in torsion is proportional to the angle of twist ϕ . It also shows that γ is proportional to the distance ρ from the axis of the shaft to the point under consideration. Thus, *the shearing strain in a circular shaft varies linearly with the distance from the axis of the shaft.*

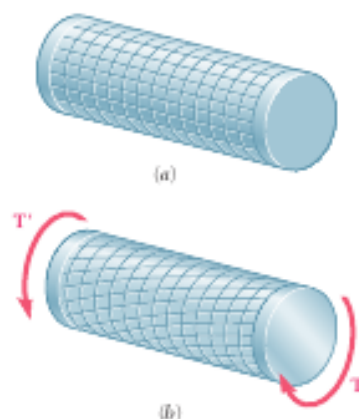


Fig. 3.12 Deformation of shaft subject to twisting couples.

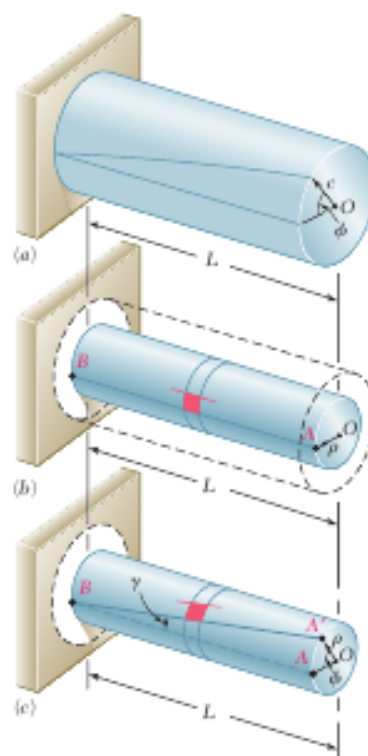


Fig. 3.13 Shearing strain.

Ruxsat etilgan urinma kuchlanish bo'yicha mustahkamlik sharti quyidagicha yoziladi:

$$\tau_{\max} \leq [\tau] \quad \text{yoki} \quad \tau_{\max} = \frac{Mz}{W\rho} \leq [\tau]$$

$[\tau]$ turli materiallar uchun turlicha tanlanadi, masalan po'lat uchun $0,6 [\sigma]$, cho'yan uchun $[\tau] = 1 \dots 1,2 [\sigma]$ oralig'ida tanlanadi.

Buralish burchagi bo'yicha mustahkamlikka brus quyidagicha tekshiriladi:

$$\varphi_0 \leq [\varphi_0];$$

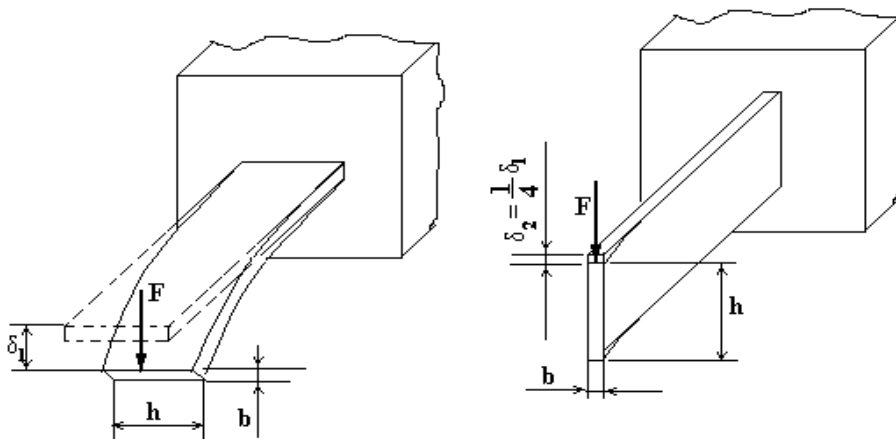
$$\varphi_0 = \frac{Mz \cdot l}{GJ\rho} \leq [\varphi_0]$$

Ruxsat etilgan buralish burchagi $[\varphi_0]$ vallarning (brusning) materialiga va ishlatilish sohasiga qarab turlicha bo'lishi mumkin. Mashinasozlikda keng ishlatiladigan vallar uchun $[\varphi_0]$ ning ko'p tarqalgan qiymati $[\varphi_0] = 4,38..-17,5 \cdot 10^3 \text{ rad} / \text{m}, 0,25 + 1,0 \text{ grad} / \text{m}$ oralig'ida bo'ladi.

TEKIS KESIMNING GEOMETRIK TAVSIFLARI

Avval o'tilgan mavzularda materialning ko'ndalang kesim yuzasi shu materialning mustahkamligi va bikrligini xarakterlovchi kattalik ekanini ko'rib chiqdik. Bunda kuchlanish ko'ndalang yuzasi bo'yicha tekis taqsimlangan deb qaralgan edi. Buralish deformatsiyasini tekshirishda esa brusning mustahkamligi va bikrligi yangi, murakkabroq geometrik tavsif – polyar inertsia momentiga (doirasimon brus uchun) bog'liq ekanligini ko'rdik.

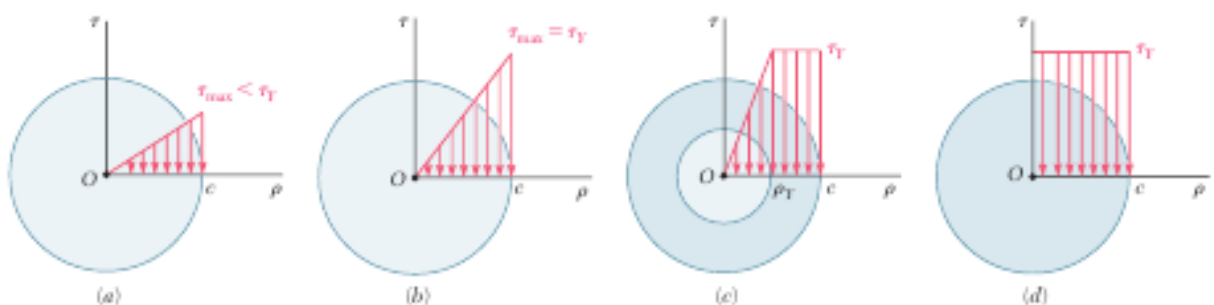
Egilishda geometrik tavsif sifatida ko'ndalang kesim yuzasi olinishi mumkin emasligini ko'rish qiyin emas. Ko'ndalang kesim yuzalari bir xil bo'lgan, lekin turlicha o'rnatilganda brus deformatsiyaga turlicha qarshilik ko'rsatadi (2.8 shakl). $\frac{h}{b} = 2$ ga teng bo'lsa yotiq o'rnatilgan brus tik o'rnatilgan brusga qaraganda 4 marta ko'proq deformatsiyanadi. Bunda brusga ikkala holda ham bir xil F kuch qo'yilgan.



2.8- shakl.

Demak, buralish va egilish deformatsiyalarini tekshirishda ko'ndalang kesim yuzasidan ko'ra murakkabroq geometrik tavsiflardan foydalanish zarur bo'lar ekan. Tekis kesim yuzalarining bunday tavsiflari quyidagilardan iborat:

1. Tekis kesim yuzalarining o'qqa nisbatan statik momentlari;
2. Tekis kesim yuzalarining inertsia momentlari.



TEKIS KESIM YUZALARINING STATIK MOMENTLARI

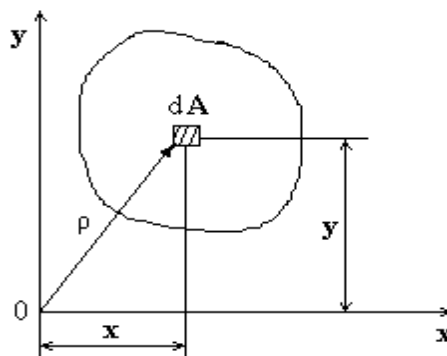
Tekis kesimning statik momenti deb, kesimda olingan elementar dA yuzachani o'qqacha bo'lgan masofaga ko'paytmasining butun yuza bo'yicha olingan integraliga aytiladi (2.9 shakl).

Tekis kesimning X o'qiga nisbatan statik momenti:

$$S_x = \int_A Y \cdot dA;$$

Tekis kesimning Y o'qiga nisbatan statik momenti:

$$S_y = \int_A x \cdot dA.$$



Formulalardan ko'rinib turibdiki statik moment birligi sm^3, m^3 .

2.9- shakl.

TEKIS KESIM YUZALARINING INERTSIYA MOMENTLARI

Tekis kesim yuzasining biror o'qqa nisbatan inertsia momenti deb, kesimda olingan elementar dA yuzachani o'qqacha bo'lgan masofaga ko'paytmasining butun yuza bo'yicha olingan integraliga aytiladi:

$$J_x = \int_A Y^2 \cdot dA; \quad J_y = \int_A x^2 \cdot dA$$

Tekis kesim yuzasining inertsia momenti birligi sm^4, m^4

Tekis kesim yuzasida ajratilgan elementar yuzachani koordinata boshigacha bo'lgan masofa ρ ga ko'paytmasining butun yuza bo'yicha olingan integrali tekis kesimning **polyar** inertsia momenti deb ataladi:

$$J_\rho = \int_A \rho^2 \cdot dA$$

Polyarinertsiamomentining birligi sm^4, m^4 .

Enditekis kesim yuzasining polyar (qutb)

vao'qqan isbatan inertsiamomentlariorasidagibog'lanishnikeltiribchiqaramiz (6,9-shakl).

$$\rho^2 = x^2 + y^2;$$

$$J_\rho = \int_A \rho^2 \cdot dA = \int_A (x^2 + y^2) dA = \int_A x^2 \cdot dA + \int_A y^2 \cdot dA = J_y + J_x$$

yoki: $J_\rho = J_x + J_y$

Demak, tekis kesim yuzasining bir-biriga perpendikulyar o'qlarga nisbatan inertsia momentlarining yig'indisi, shu o'qlar kesishgan nuqtaga nisbatan qytb inertsia momentiga teng bo'lar ekan.

Tekis kesim yuzasida olingan elementar yuzachani o'qlargacha bo'lgan masofalarga ko'paytmasining butun yuza bo'yicha olingan integarli tekis kesim yuzasining markazdan qochma inertsia momenti deb ataladi:

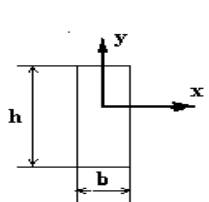
$$J_{xy} = \int_A x \cdot y \cdot dA \quad \text{birligi } \text{sm}^4, \text{m}^4.$$

O'qlarning vaziyatiga qarab statik va markazdan qochma inertsia momentlari musbat yoki manfiy, inertsia momentlari va polyar inertsia momenti faqat musbat qiymatlarni qabul qiladi.

ODDIY KESIMLARNING INERTSIYA MOMENTLARI

Quyida oddiy kesimlarning og'irlik markazidan o'tuvchi o'qlarga nisbatan inertsia momentlarini isbotlarsiz keltirib o'tamiz.

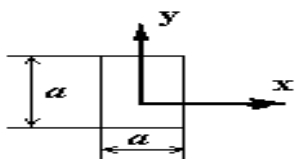
1. To'q'ri to'rtburchak:



$$J_x = \frac{bh^3}{12};$$

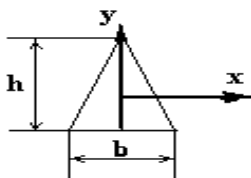
$$J_y = \frac{b^3h}{12};$$

2. Kvadrat:



$$J_x = J_y = \frac{a^4}{12}$$

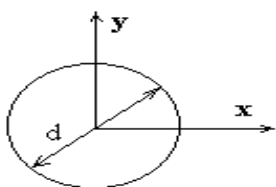
3. Uchburchak



$$J_x = \frac{bh^3}{36};$$

$$J_y = \frac{hb^3}{48}$$

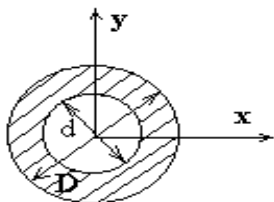
4. Doira:



$$J_\rho = \frac{\pi d^4}{32} \cong 0.1d^4$$

$$J_x = J_y = \frac{J_\rho}{2} \cong 0.05 \cdot d^4$$

5. Halqa:



$$J_\rho = \frac{\pi D^4}{32}(1 - c^4) \quad c = \frac{d}{D}$$

$$J_x = J_y = \frac{\pi D^4}{64}(1 - c^4)$$

15.MAVZU

EGILISH. EGILISHDA ICHKI KUHLAR FAKTORLARI.

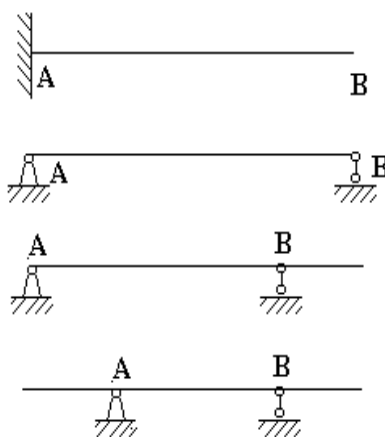
Reja:

1. Egilish. Balkalarning asosiy turlari.
2. Egilishda ko'ndalang kuch va eguvchi momentlarni hisoblash.
3. Eguvchi moment, ko'ndalang kuch va taqsimlangan kuch intensivligi o'rtasidagi differensial bog'lanishlar.
4. Balka egilgan o'qi differensial tenglamasi va uni integrallash.

Adabiyotlar: 4, 5, 6, 8, 1, 13, 14.

Tayanch iboralar: Egilish, balka, eguvchi moment, kesuvchi kuch, neytral qatlam, differensial munosabatlar, kesuvchi kuch va egilish moment epyuralari, universal tenglama, Mor integrali.

Egilish- deformatsiyaning shunday turiki, bunda brusning ko'ndalang kesimlarida eguvchi moment va kesuvchi kuchlar hosil bo'ladi. Agar faqatgina eguvchi moment hosil bo'lib, kesuvchi kuchlar nolga teng bo'lsa, bunday egilish **sof egilish** deyiladi, aks holda **ko'ndalang egilish** deyiladi. Egilishga ishlaydigan bruslar-balkalar **(to'sin)** deb ataladi. Balkalar statik aniq yoki statik noaniq bo'lishi mumkin. Biz faqat statik aniq balkalardagi egilishlar to'g'risida fikr yuritamiz. Quyida statik aniq balkalarning asosiy turlari keltirilgan.



Egilishda balkaning ba'zi bir tolalari cho'zilib, ba'zi bir tolalari siqiladi. Lekin cho'zilgan va siqilgan tolalar o'rtasida shunday qatlam borki, bu qatlamdagi tolalar cho'zilmaydi ham siqilmaydi ham. Bu qatlam **neytral qatlam** deb ataladi.

EGILISHDA KO'NDALANG KUHLAR VA EGUVCHI MOMENTLAR

Egilishda balka kesimlarida hosil bo'layotgan kesuvchi kuch Q_y va eguvchi moment M_x lar quyidagi munosabatlardan topiladi:

$$Q_y = \int_A \tau_{zy} \cdot dA; \quad M_x = \int_A \sigma_z \cdot Y \cdot dA.$$

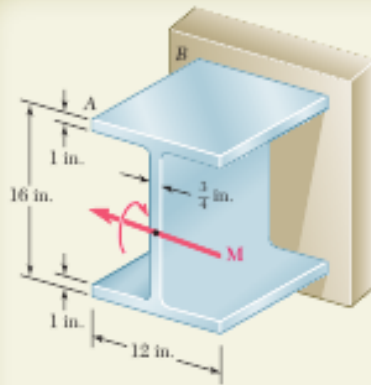
Demak, balkaning ixtiyoriy kesimidagi ko'ndalang kuch ichki urinma kuchlarning teng ta'sir etuvchisiga teng ekan. Eguvchi moment esa ichki normal kuchlarning neytral o'qqa nisbatan momentlarining yig'indisiga teng ekan.

Yuqoridagi formulalardan Q_y va M_x ni aniqlab bo'lmaydi albatta, shuning uchun ularni aniqlashda soddaroq usul qo'llash zarur bo'ladi. Ularni tashqi kuchlar orqali aniqlash imkonini beradigan kesish usulidan foydalanamiz.

Deformatsiyaning barcha turlarida ichki kuchlar faktorlarining o'zgarishini yaqqolroq tasavvur qilish uchun va brus yoki balkaning havfli kesimini aniqlash oson bo'lishi uchun, bu ichki kuchlar faktorlarining grafigi - epyuralari quriladi. Cho'zilish va siqilish, buralish kabi deformatsiyalarda bu epyuralarni qurishni ko'rib o'tmadik, egilishda ushbu masalaga batafsilroq to'xtalamiz.

Biz kuchlar balkaga bir tekislik bo'ylab ta'sir qilingan hol, yani to'g'ri ko'ndalang egilishni ko'rib chiqamiz. Shuning uchun balkani aksonometrik proeksiyalarsiz, oddiy sxematik tarzda tasvirlaymiz (3.1 shakl).

SAMPLE PROBLEM 4.5



Beam AB has been fabricated from a high-strength low-alloy steel that is assumed to be elastoplastic with $E = 29 \times 10^6$ psi and $\sigma_Y = 50$ ksi. Neglecting the effect of fillets, determine the bending moment M and the corresponding radius of curvature (a) when yield first occurs, (b) when the flanges have just become fully plastic.

SOLUTION

a. Onset of Yield. The centroidal moment of inertia of the section is

$$I = \frac{1}{12}(12 \text{ in.})(16 \text{ in.})^3 - \frac{1}{12}(12 \text{ in.} - 0.75 \text{ in.})(14 \text{ in.})^3 = 1524 \text{ in.}^4$$

Bending Moment. For $\sigma_{\max} = \sigma_Y = 50$ ksi and $c = 8$ in., we have

$$M_Y = \frac{\sigma_Y I}{c} = \frac{(50 \text{ ksi})(1524 \text{ in.}^4)}{8 \text{ in.}} \quad M_Y = 9525 \text{ kip} \cdot \text{in.} \quad \blacktriangleleft$$

Radius of Curvature. Noting that, at $c = 8$ in., the strain is $\epsilon_Y = \sigma_Y/E = (50 \text{ ksi})/(29 \times 10^6 \text{ psi}) = 0.001724$, we have from Eq. (4.41)

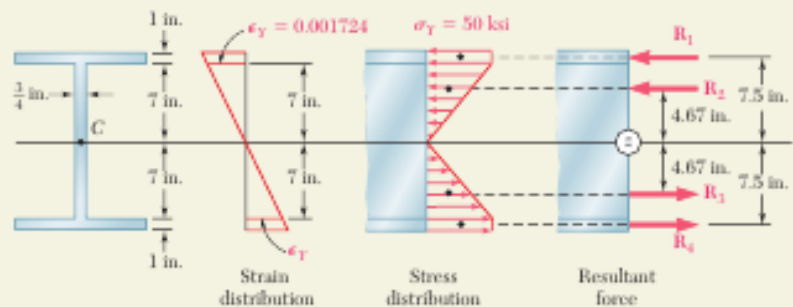
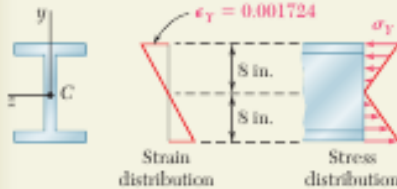
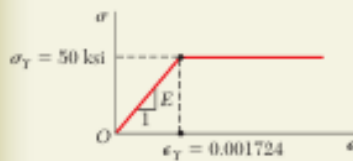
$$c = \epsilon_Y \rho \quad 8 \text{ in.} = 0.001724 \rho \quad \rho = 4640 \text{ in.} \quad \blacktriangleleft$$

b. Flanges Fully Plastic. When the flanges have just become fully plastic, the strains and stresses in the section are as shown in the figure below.

We replace the elementary compressive forces exerted on the top flange and on the top half of the web by their resultants R_1 and R_2 , and similarly replace the tensile forces by R_3 and R_4 .

$$R_1 = R_4 = (50 \text{ ksi})(12 \text{ in.})(1 \text{ in.}) = 600 \text{ kips}$$

$$R_2 = R_3 = \frac{1}{2}(50 \text{ ksi})(7 \text{ in.})(0.75 \text{ in.}) = 131.3 \text{ kips}$$



Bending Moment. Summing the moments of R_1 , R_2 , R_3 , and R_4 about the z axis, we write

$$M = 2[R_1(7.5 \text{ in.}) + R_2(4.67 \text{ in.})] \\ = 2[(600)(7.5) + (131.3)(4.67)] \quad M = 10,230 \text{ kip} \cdot \text{in.} \quad \blacktriangleleft$$

Radius of Curvature. Since $y_T = 7$ in. for this loading, we have from Eq. (4.40)

$$y_T = \epsilon_Y \rho \quad 7 \text{ in.} = (0.001724) \rho \quad \rho = 4060 \text{ in.} = 338 \text{ ft} \quad \blacktriangleleft$$

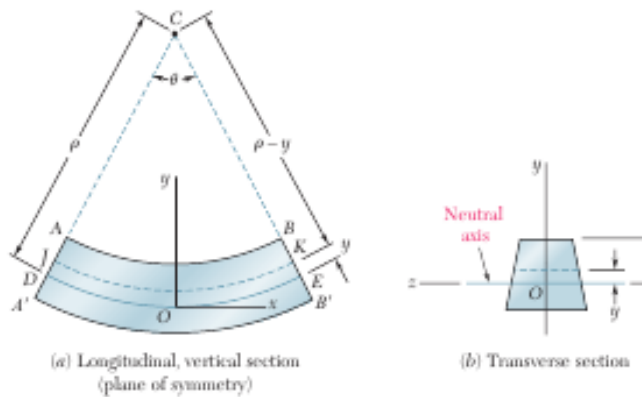
A va B nuqtalardagi R_A va R_B kuchlarini aniqlangan deb hisoblaymiz.

Kesish usulidan foydalanib balkani chap tomonidan Z masofada kesamiz va o'ng tomonini tashlab yuboramiz. Kesimda ichki kuchlar faktorlaridan Q_y va M_x hosil bo'ladi. Tashqi va ichki kuchlar tekis kuchlar sistemasini tashkil etadi, bu sistema uchun ikkita statika muvozanat tenglamasi tuzish mumkin:

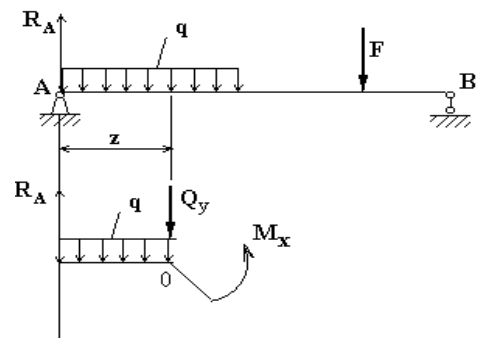
however, that this discussion does not rule out the possibility of deformations *within* the plane of the section (see Sec. 4.5).

Suppose that the member is divided into a large number of small cubic elements with faces respectively parallel to the three coordinate planes. The property we have established requires that these elements be transformed as shown in Fig. 4.9 when the member is subjected to the couples $\mathbf{M}$ and $\mathbf{M}'$. Since all the faces represented in the two projections of Fig. 4.9 are at 90° to each other, we conclude that $\gamma_{xy} = \gamma_{yz} = 0$ and, thus, that $\tau_{xy} = \tau_{yz} = 0$. Regarding the stress components that we have not yet discussed, namely, σ_y , σ_z , and τ_{yz} , we note that they must be zero on the surface of the member. Since, on the other hand, the deformations involved do not require any interaction between the elements of a given transverse cross section, we can assume that these three stress components are equal to zero throughout the member. This assumption is verified, both by experimental evidence and from the theory of elasticity, for slender members undergoing small deformations.† We conclude that the only nonzero stress component exerted on any of the small cubic elements considered here is the normal component σ_x . Thus, at any point in a slender member in pure bending, we have a state of *uniaxial stress*. Recalling that, for $M > 0$, lines AB and $A'B'$ are observed, respectively, to decrease and increase in length, we note that the strain and the stress σ_x are negative in the upper portion of the member (*compression*) and positive in the lower portion (*tension*).

It follows from the above that there must exist a surface perpendicular to the upper and lower faces of the member, where ϵ_x and σ_x are zero. This surface is called the *neutral surface*. The neutral surface intersects the plane of symmetry along an arc of circle DE (Fig. 4.10a), and intersects a transverse section along a straight line called the *neutral axis* of the section (Fig. 4.10b). The origin of coordinates will now be selected on the neutral surface, rather than on the lower face of the member as done earlier, so that the distance from any point to the neutral surface will be measured by its coordinate y .



$$\begin{aligned} \sum Y_i &= 0; & R_A - qz - Q_y &= 0; \\ Q_y &= R_A - qz. \\ \sum M_0 &= (F_i); \\ -R_A \cdot z + qz \frac{z}{2} + M_x &= 0; \\ M_x &= R_A \cdot z - q \frac{z^2}{2} \end{aligned}$$



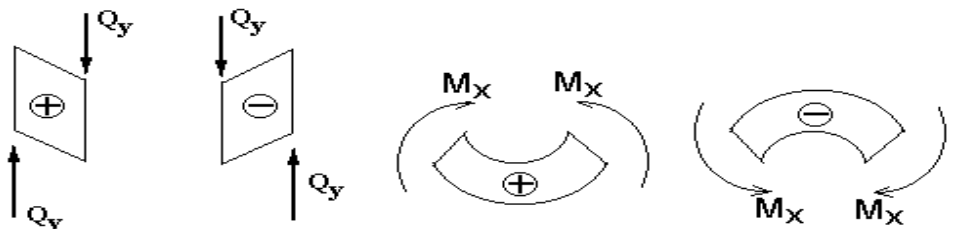
3.1- shakl

Hosil qilingan natijalarni barcha to'g'ri ko'ndalang egilish hollariga tadbqiq qilib ko'ndalang kuch va eguvchi momentni aniqlashda quyidagi umumiy qoidalarni keltirib chiqarish mumkin:

1. Balkaning ixtiyoriy kesimidagi ko'ndalang kuch qoldirilgan qismda kesimgacha bo'lgan barcha tashqi kuchlarning algebraik yig'indisiga teng;
2. Balkaning ixtiyoriy kesimidagi eguvchi moment qoldirilgan qismdagi barcha tashqi kuchlarning kesish nuqtasiga nisbatan momentlarining algebraik yig'indisiga teng.

Q_y va M_x ishoralari fizik ma'noga ega emas, lekin epyura qurishda aniqlik bo'lishi uchun quyidagi ishoralar qoidasini qabul qilamiz:

Ko'ndalang kuch balkani kesimga nisbatan soat mili yo'nalishi bo'yicha aylantirishga harakat qilsa musbat va aksincha (3.2 shakl).

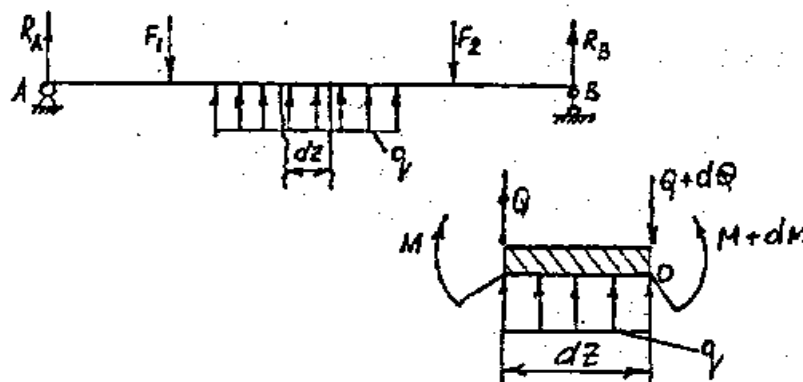


Eguvchi moment balkani qavariqligini pastga qaratib egishga harakat qilsa musbat va aksincha, yoki eguvchi moment balkani pastki tolalarini cho'zib egga musbat va aksincha. Ko'ndalang kuch va eguvchi moment epyuralarini qurishda musbat qiymatlar absissa o'qining yuqorisiga, manfiy qiymatlar esa pastga quriladi. Shuning uchun yuqoridagi ishoralar qoidasini, eguvchi moment uchun keltirilgan ikkinchi qoidaga asoslanib siqilgan tola ishoralar qoidasi deb ham ataladi, yani musbat qiymatlar siqilingan tolalar yuqorida bo'lgan holni e'tiborga olib absissa o'qidan yuqoriga quriladi.

EGUVCHI MOMENT, KO'NDALANG KUCH VA TAQSIMLANGAN KUCH INTENSIVLIGI O'RTASIDAGI DIFFERENSIAL BOG'LANISHLAR

Ko'ndalang kuch, eguvchi moment va taqsimlangan kuch o'rtasidagi differensial bog'lanishlarni keltirib chiqarilsa ko'ndalang kuch Q_y va eguvchi moment M_x larning epyuralarini qurish ancha soddalashadi.

F_1 , F_2 va q kuchlari bilan yuklangan balka berilgan bo'lsin. Balkada elementar dz qism ajratib olamiz (3.3 shakl).



3.3- shakl.

5.2 SHEAR AND BENDING-MOMENT DIAGRAMS

As indicated in Sec. 5.1, the determination of the maximum absolute values of the shear and of the bending moment in a beam are greatly facilitated if V and M are plotted against the distance x measured from one end of the beam. Besides, as you will see in Chap. 9, the knowledge of M as a function of x is essential to the determination of the deflection of a beam.

In the examples and sample problems of this section, the shear and bending-moment diagrams will be obtained by determining the values of V and M at selected points of the beam. These values will be found in the usual way, i.e., by passing a section through the point where they are to be determined (Fig. 5.5a) and considering the equilibrium of the portion of beam located on either side of the section (Fig. 5.5b). Since the shear forces V and V' have opposite senses, recording the shear at point C with an up or down arrow would be meaningless, unless we indicated at the same time which of the free bodies AC and CB we are considering. For this reason, the shear V will be recorded with a sign: a *plus sign* if the shearing forces are directed as shown in Fig. 5.5b, and a *minus sign* otherwise. A similar convention will apply for the bending moment M . It will be considered as positive if the bending couples are directed as shown in that figure, and negative otherwise.† Summarizing the sign conventions we have presented, we state:

The shear V and the bending moment M at a given point of a beam are said to be positive when the internal forces and couples acting on each portion of the beam are directed as shown in Fig. 5.6a.

These conventions can be more easily remembered if we note that

1. The shear at any given point of a beam is positive when the **external** forces (loads and reactions) acting on the beam tend to shear off the beam at that point as indicated in Fig. 5.6b.

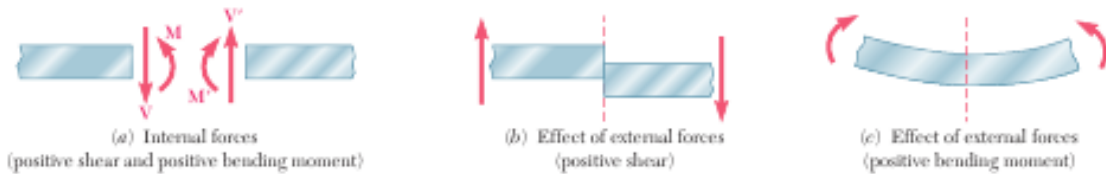


Fig. 5.6 Sign convention for shear and bending moment.

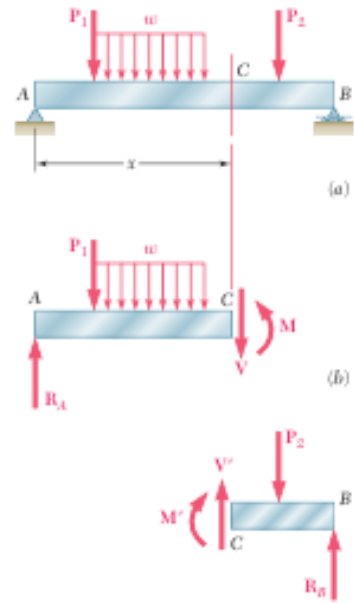


Fig. 5.5 Determination of V and M .

Ajratib olingan, kattalashtirib cho'zilgan element uchun statika muvozanat tenglamalarini tuzamiz va izlanayotgan differensial munosabatlarni aniqlaymiz.

$$\sum Y_i = Q - (Q + dQ) + q \cdot dz = 0 \quad \text{bundan:} \quad \frac{dQ}{dz} = q \quad (1)$$

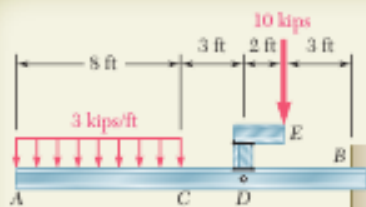
Demak ko'ndalang kuchdan olingan birinchi tartibli hosila taqsimlangan kuchga teng ekan.

$$\sum M_0(F_i) = -M - Q \cdot dz - q \cdot dz \frac{dz}{2} + (M + dM) = 0; \quad q \frac{dz^2}{2} \cong 0;$$

$$\text{Bundan:} \quad \frac{dM}{dz} = Q \quad (2)$$

Demak eguvchi momentdan olingan birinchi tartibli hosila ko'ndalang kuchga teng bo'lar ekan. (1) va (2) munosabatlardan quyidagi uchinchi differensial munosabatni keltirib chiqarish mumkin:

$$\frac{d^2M}{dz^2} = q \quad (3)$$



SAMPLE PROBLEM 5.2

The structure shown consists of a W10 × 112 rolled-steel beam AB and of two short members welded together and to the beam. (a) Draw the shear and bending-moment diagrams for the beam and the given loading. (b) Determine the maximum normal stress in sections just to the left and just to the right of point D.

SOLUTION

Equivalent Loading of Beam. The 10-kip load is replaced by an equivalent force-couple system at D. The reaction at B is determined by considering the beam as a free body.

a. Shear and Bending-Moment Diagrams

From A to C. We determine the internal forces at a distance x from point A by considering the portion of beam to the left of section 1. That part of the distributed load acting on the free body is replaced by its resultant, and we write

$$\begin{aligned} +\uparrow \Sigma F_y = 0: & \quad -3x - V = 0 & \quad V = -3x \text{ kips} \\ +\Sigma M_1 = 0: & \quad 3x\left(\frac{x}{2}\right) + M = 0 & \quad M = -1.5x^2 \text{ kip} \cdot \text{ft} \end{aligned}$$

Since the free-body diagram shown can be used for all values of x smaller than 8 ft, the expressions obtained for V and M are valid in the region $0 < x < 8$ ft.

From C to D. Considering the portion of beam to the left of section 2 and again replacing the distributed load by its resultant, we obtain

$$\begin{aligned} +\uparrow \Sigma F_y = 0: & \quad -24 - V = 0 & \quad V = -24 \text{ kips} \\ +\Sigma M_2 = 0: & \quad 24(x - 4) + M = 0 & \quad M = 96 - 24x \text{ kip} \cdot \text{ft} \end{aligned}$$

These expressions are valid in the region $8 \text{ ft} < x < 11 \text{ ft}$.

From D to B. Using the position of beam to the left of section 3, we obtain for the region $11 \text{ ft} < x < 16 \text{ ft}$

$$V = -34 \text{ kips} \quad M = 226 - 34x \text{ kip} \cdot \text{ft}$$

The shear and bending-moment diagrams for the entire beam can now be plotted. We note that the couple of moment 20 kip · ft applied at point D introduces a discontinuity into the bending-moment diagram.

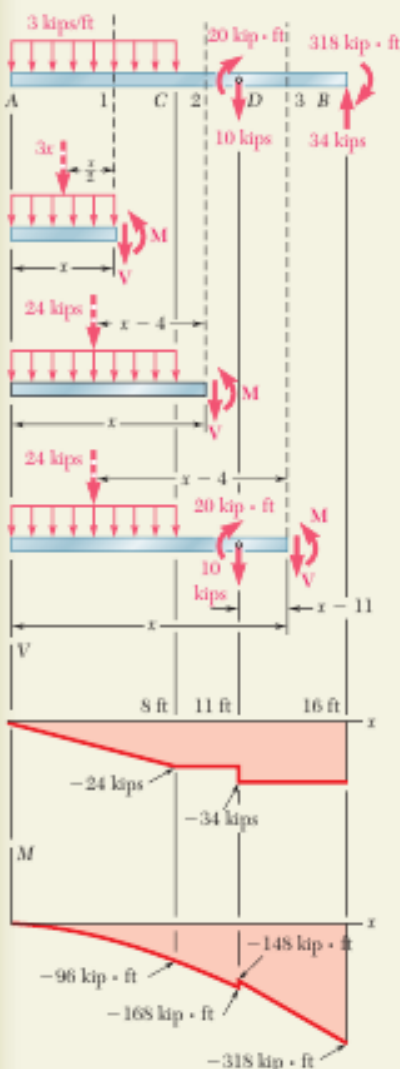
b. Maximum Normal Stress to the Left and Right of Point D. From Appendix C we find that for the W10 × 112 rolled-steel shape, $S = 126 \text{ in}^3$ about the X-X axis.

To the left of D: We have $|M| = 168 \text{ kip} \cdot \text{ft} = 2016 \text{ kip} \cdot \text{in.}$ Substituting for $|M|$ and S into Eq. (5.3), we write

$$\sigma_{x1} = \frac{|M|}{S} = \frac{2016 \text{ kip} \cdot \text{in.}}{126 \text{ in}^3} = 16.00 \text{ ksi} \quad \sigma_{x1} = 16.00 \text{ ksi} \quad \blacktriangleleft$$

To the right of D: We have $|M| = 148 \text{ kip} \cdot \text{ft} = 1776 \text{ kip} \cdot \text{in.}$ Substituting for $|M|$ and S into Eq. (5.3), we write

$$\sigma_{x2} = \frac{|M|}{S} = \frac{1776 \text{ kip} \cdot \text{in.}}{126 \text{ in}^3} = 14.10 \text{ ksi} \quad \sigma_{x2} = 14.10 \text{ ksi} \quad \blacktriangleleft$$



Demak, eguvchi momentdan olingan ikkinchi tartibli hosila taqsimlangan kuchga teng bo'ladi. Yuqoridagi differentsial munosabatlarni e'tiborga olib, ko'ndalang kuch eguvchi moment epyuralarini qurishda quyidagi umumiy qoidalarga amal qilinsa epyuralarni qurish soddalashadi.

Agar balkaning biror uchastkasida taqsimlangan kuch qo'yilgan bo'lmasa, ya'ni $q=0$ bo'lsa, ko'ndalang kuch shu uchastkada o'zgarmas bo'ladi va epyurasi gorizontal to'g'ri chiziqdan iborat bo'ladi. Xaqiqatdan ham birinchi differentsial munosabatdan $q=0$ bo'lishi uchun $Q=\text{const}$ bo'lishi zarur. Eguvchi moment epyurasi esa biror burchak ostida yo'nalgan to'g'ri chiziqdan iborat bo'ladi.

1. Agar balkaning biror uchastkasida tekis taqsimlangan kuch qo'yilgan bo'lsa, ko'ndalang kuch epyurasi biror burchak ostida yo'nalgan to'g'ri chiziqdan, eguvchi moment epyurasi esa paraboldan iborat bo'ladi.

2. Agar balkaning biror uchastkasida:

A) $Q > 0$ bo'lsa, eguvchi moment o'sadi (chapdan o'ngga);

B) $Q < 0$ bo'lsa, eguvchi moment kamayadi;

V) $Q = 0$ bo'lsa, eguvchi moment o'zgarmaydi.

3. Jamlangan kuch qo'yilgan nuqta ostida Q_y epyurasida shu kuch moduliga teng sakrash yuz beradi, M_x epyurasida esa sinish yuz beradi.

4. Juft kuch M qo'yilgan nuqta ostida Q_y epyurasi o'zgarmaydi, M_x epyurasida esa shu momentga teng sakrash yuz beradi.

16 MAVZU

EGILISHDA DEFORMATSIYA. BALKA EGILGAN O'QI DIFFERENTIAL TENGLAMASI VA UNI INTEGRALLASH.

1 Balka egilgan o'qi differentsial tenglamasi va uni integrallash;

2. Universal tenglamalar;

3. Egilishda deformatsiya energiyasi;

4. Mor integrali.

Adabiyotlar: 4, 5, 6, 8, 1, 13, 14.

Tayanch iboralar: Egilish, balka, eguvchi moment, egilgan o'q differentsial tenglamasi, balka burilish burchagi, balka salqiligi, universal tenglama, Mor integrali.

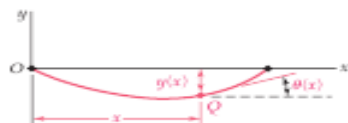


Fig. 9.7 Slope $\theta(x)$ of tangent to the elastic curve.

The equation obtained is a second-order linear differential equation; it is the governing differential equation for the elastic curve.

The product EI is known as the *flexural rigidity* and, if it varies along the beam, as in the case of a beam of varying depth, we must express it as a function of x before proceeding to integrate Eq. (9.4). However, in the case of a prismatic beam, which is the case considered here, the flexural rigidity is constant. We may thus multiply both members of Eq. (8.4) by EI and integrate in x . We write

$$EI \frac{dy}{dx} = \int_0^x M(x) dx + C_1 \quad (9.5)$$

where C_1 is a constant of integration. Denoting by $\theta(x)$ the angle, measured in radians, that the tangent to the elastic curve at Q forms with the horizontal (Fig. 9.7), and recalling that this angle is very small, we have

$$\frac{dy}{dx} = \tan \theta \approx \theta(x)$$

Thus, we write Eq. (9.5) in the alternative form

$$EI \theta(x) = \int_0^x M(x) dx + C_1 \quad (9.5')$$

Integrating both members of Eq. (9.5) in x , we have

$$EI y = \int_0^x \left[\int_0^x M(x) dx + C_1 \right] dx + C_2$$

$$EI y = \int_0^x dx \int_0^x M(x) dx + C_1 x + C_2 \quad (9.6)$$

where C_2 is a second constant, and where the first term in the right-hand member represents the function of x obtained by integrating twice in x the bending moment $M(x)$. If it were not for the fact that the constants C_1 and C_2 are as yet undetermined, Eq. (9.6) would define the deflection of the beam at any given point Q , and Eq. (9.5) or (9.5') would similarly define the slope of the beam at Q .

The constants C_1 and C_2 are determined from the *boundary conditions* or, more precisely, from the conditions imposed on the beam by its supports. Limiting our analysis in this section to *statically determinate beams*, i.e., to beams supported in such a way that the reactions at the supports can be obtained by the methods of statics, we note that only three types of beams need to be considered here (Fig. 9.8): (a) the *simply supported beam*, (b) the *overhanging beam*, and (c) the *cantilever beam*.

In the first two cases, the supports consist of a pin and bracket at A and of a roller at B , and require that the deflection be zero at each of these points. Letting first $x = x_A$, $y = y_A = 0$ in Eq. (9.6), and then $x = x_B$, $y = y_B = 0$ in the same equation, we obtain two equations that can be solved for C_1 and C_2 . In the case of the cantilever beam (Fig. 9.8c), we note that both the deflection and the slope at A must be zero. Letting $x = x_A$, $y = y_A = 0$ in Eq. (9.6), and $x = x_A$, $\theta = \theta_A = 0$ in Eq. (9.5'), we obtain again two equations that can be solved for C_1 and C_2 .

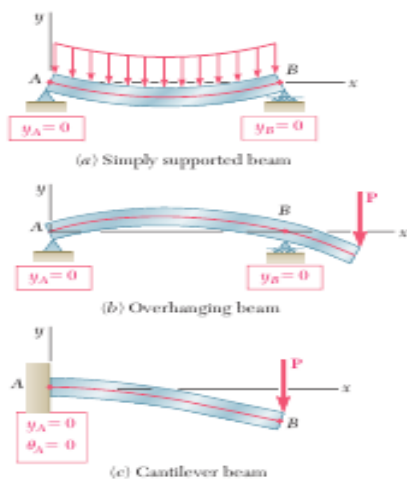


Fig. 9.8 Boundary conditions for statically determinate beams.

Balkaga tashqi kuchlar qo'yilganda u deformatsiyalanib bo'ylama o'qi ko'chadi va buriladi. Mana shu ko'chish va burilish burchaklarini topish balkani mustahkamlikka tekshirishda muhim ahamiyatga ega. Balka egilgan o'qining takribiy differensial tenglamasi quyidagi ko'rinishga ega:

$$Y^{11} = \pm \frac{M}{EJ_X} \quad (1)$$

Eguvchi moment ishorasi koordinata o'qlarining yo'nalishiga bog'liq emas, lekin ikkinchi tartibli hosila Y^{11} ning ishorasi bog'liq. Y o'qining yo'nalishi balka siqilgan tolalari tomonga bo'lsa musbat va aksincha. Shuning uchun Y o'qini doimo yuqoriga yo'naltirib (1) munosabatdan $+$ ishorasini tashlab yuborish mumkin.

(1) munosabatdan, egilgan o'q differensial tenglamasini bir marta integrallasak burilish burchagini, yana bir marta integrallasak egilgan o'q tenglamasini hosil qilamiz, bunda balka kesimini o'zgarimas deb olamiz:

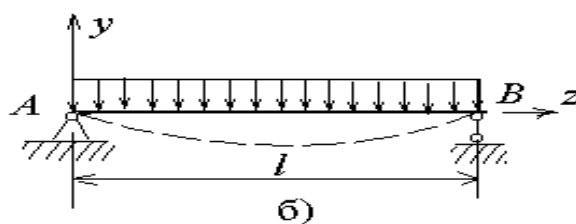
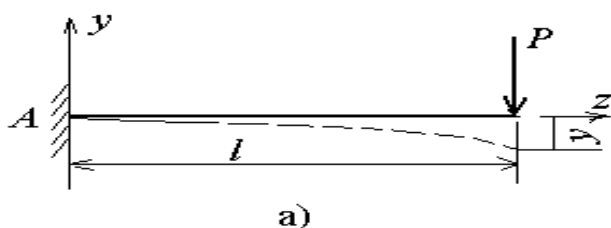
$$EJ_X \cdot Y^1 = \int Mx \cdot dz + C \quad EJ_X \cdot Y = \int dz \int Mx dz + CZ + D$$

Bu munosabatlardan balka burilish burchagi va egilgan o'qi uchun quyidagi tenglamalarni yozamiz:

$$Y^1 = \theta = \frac{1}{EJ_X} \left(\int Mx dz + C \right) \quad (2) \quad Y = \frac{1}{EJ_X} \left(\int dz \int Mx dz + Cz + D \right) \quad (3)$$

(2) va (3) munosabatlardagi integrallash doimiylari S va D chegara shartlaridan topiladi. Masalan oddiy konsol balka uchun (4.1 shakl a) bu chegara shartlari quyidagicha:

$$z = 0; \rightarrow Y_A = 0; \theta_A = 0$$



4.1- shakl.

Ikki tayanchli balka uchun quyidagi chegara shartlarini yoza olamiz (4.1 shakl b):

$$z = 0; \rightarrow Y_A = 0; z = l; \rightarrow Y_B = 0.$$

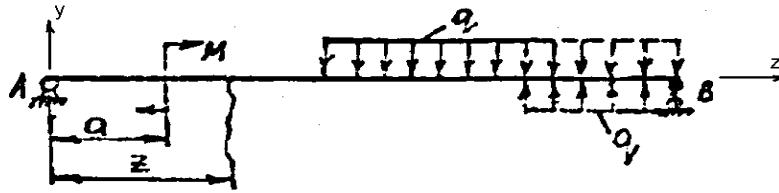
Yuqorida keltirib o'tilgan (2) va (3) munosabatlar bir uchastkali balka uchun o'rinli. Agar balkada uchastkalar soni ikkita bo'lsa tenglamalar soni va integrallash doimiylari soni to'rtta bo'ladi, p uchastkali balka uchun $2p$ ta tenglama tuzishga to'g'ri keladi. Bu albatta masalaning murakkablashuviga olib keladi. Shuning uchun quyida balka burilish burchagi va salqiligi uchun uchastkalar soniga bog'liq bo'lmagan tenglamalarni keltirib chiqarish yo'llarini ko'rib chiqamiz.

UNIVERSAL TENGLAMALAR

Balka uchastkalari soniga bog'liq bo'lmagan burilish va salqilik tenglamalarini keltirib chiqarish uchun quyidagicha yo'l tutamiz.

1. Balkaning barcha uchastkalari uchun eguvchi moment tenglamalarini kesimdan bir tomonda yotgan tashqi kuchlardan tuzamiz;
2. Integrallashda eguvchi moment tenglamalardagi qavslarni ochmaymiz;
3. Agar balkaga juft kuch M qo'yilgan bo'lsa, uni $(Z-a)^0$ ga ko'paytirib olamiz (4.2 shakl);

4. Agar balkaga taqsimlangan kuch q qo'yilgan bo'lsa va balka oxirigacha davom etmagan bo'lsa, uni balka oxirigacha davom ettirib, davom ettirilgan qismni muvozanatlovchi teskari yo'nalgan q kuch qo'yamiz.



4.2- shakl.

Endi 4.3- shaklda keltirilgan balka uchun burilish burchagi va salqilik tenglamalarini keltirib chiqaramiz.

Balkani uchastkalarga ajratib uchastkalar bo'yicha eguvchi moment tenglamalarini tuzamiz:

I. $M_1=0;$

II. $M_2=M(z_2-a)^0$

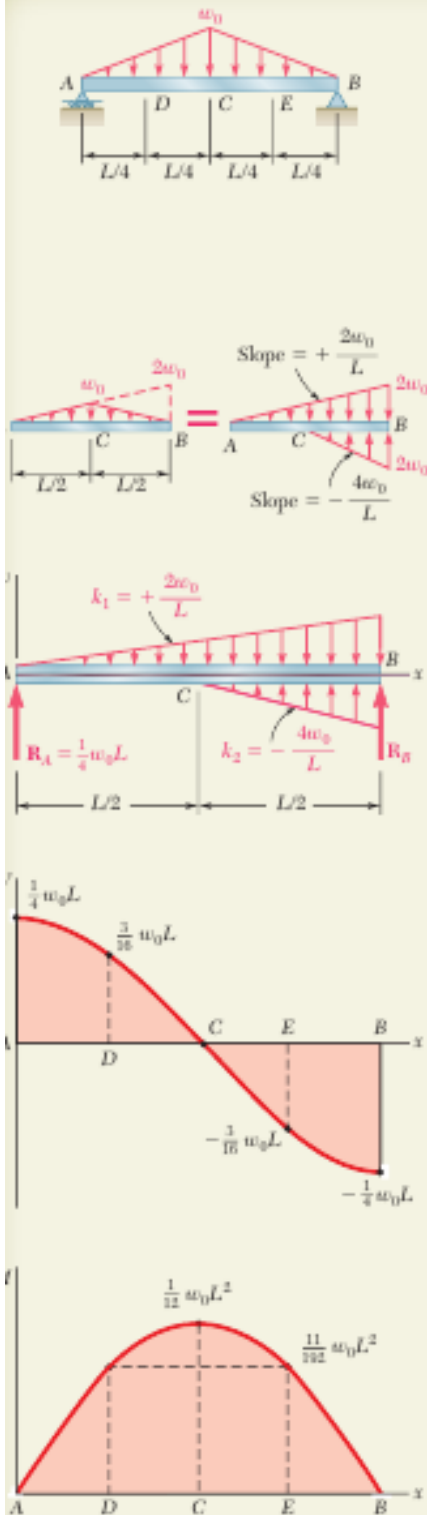
III. $M_3=M(z_3-a)^0+P(z_3-b)$

IV. $M_4 = M(z_4 - a)^0 + P(z_4 - b) + q \frac{(z_4 - c)^2}{2}$

V. $M_5 = M(z_5 - a)^0 + P(z_5 - b) + q \frac{(z_5 - c)^2}{2}, -q \frac{(z_5 - d)^2}{2};$

SAMPLE PROBLEM 5.9

For the beam and loading shown, determine (a) the equations defining the shear and bending moment at any point, (b) the shear and bending moment at points C, D, and E.



SOLUTION

Reactions. The total load is $\frac{1}{2}w_0L$; because of symmetry, each reaction is equal to half that value, namely, $\frac{1}{4}w_0L$.

Distributed Load. The given distributed loading is replaced by two equivalent open-ended loadings as shown. Using a singularity function to express the second loading, we write

$$w(x) = k_1x + k_2\langle x - \frac{1}{2}L \rangle = \frac{2w_0}{L}x - \frac{4w_0}{L}\langle x - \frac{1}{2}L \rangle \quad (1)$$

a. Equations for Shear and Bending Moment. We obtain $V(x)$ by integrating (1), changing the signs, and adding a constant equal to R_A :

$$V(x) = -\frac{w_0}{L}x^2 + \frac{2w_0}{L}\langle x - \frac{1}{2}L \rangle^2 + \frac{1}{4}w_0L \quad (2) \quad \blacktriangleleft$$

We obtain $M(x)$ by integrating (2); since there is no concentrated couple, no constant of integration is needed:

$$M(x) = -\frac{w_0}{3L}x^3 + \frac{2w_0}{3L}\langle x - \frac{1}{2}L \rangle^3 + \frac{1}{4}w_0Lx \quad (3) \quad \blacktriangleleft$$

b. Shear and Bending Moment at C, D, and E

At Point C: Making $x = \frac{1}{2}L$ in Eqs. (2) and (3) and recalling that whenever a quantity between brackets is positive or zero, the brackets may be replaced by parentheses, we have

$$V_C = -\frac{w_0}{L}\left(\frac{1}{2}L\right)^2 + \frac{2w_0}{L}\langle 0 \rangle^2 + \frac{1}{4}w_0L \quad V_C = 0 \quad \blacktriangleleft$$

$$M_C = -\frac{w_0}{3L}\left(\frac{1}{2}L\right)^3 + \frac{2w_0}{3L}\langle 0 \rangle^3 + \frac{1}{4}w_0L\left(\frac{1}{2}L\right) \quad M_C = \frac{1}{12}w_0L^2 \quad \blacktriangleleft$$

At Point D: Making $x = \frac{1}{4}L$ in Eqs. (2) and (3) and recalling that a bracket containing a negative quantity is equal to zero, we write

$$V_D = -\frac{w_0}{L}\left(\frac{1}{4}L\right)^2 + \frac{2w_0}{L}\langle -\frac{1}{4}L \rangle^2 + \frac{1}{4}w_0L \quad V_D = \frac{3}{16}w_0L \quad \blacktriangleleft$$

$$M_D = -\frac{w_0}{3L}\left(\frac{1}{4}L\right)^3 + \frac{2w_0}{3L}\langle -\frac{1}{4}L \rangle^3 + \frac{1}{4}w_0L\left(\frac{1}{4}L\right) \quad M_D = \frac{11}{192}w_0L^2 \quad \blacktriangleleft$$

At Point E: Making $x = \frac{3}{4}L$ in Eqs. (2) and (3), we have

$$V_E = -\frac{w_0}{L}\left(\frac{3}{4}L\right)^2 + \frac{2w_0}{L}\left(\frac{1}{4}L\right)^2 + \frac{1}{4}w_0L \quad V_E = -\frac{3}{16}w_0L \quad \blacktriangleleft$$

$$M_E = -\frac{w_0}{3L}\left(\frac{3}{4}L\right)^3 + \frac{2w_0}{3L}\left(\frac{1}{4}L\right)^3 + \frac{1}{4}w_0L\left(\frac{3}{4}L\right) \quad M_E = \frac{11}{192}w_0L^2 \quad \blacktriangleleft$$

Har bir uchastka uchun $EJ_x Y'' = M_x$ turidagi differensial tenglamalarni tuzib, ularni bir martadan integrallab quyidagilarni hosil qilamiz:

EXAMPLE 9.04

The simply supported prismatic beam AB carries a uniformly distributed load w per unit length (Fig. 9.21). Determine the equation of the elastic curve and the maximum deflection of the beam. (This is the same beam and loading as in Example 9.02.)

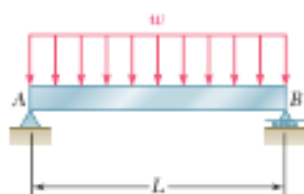


Fig. 9.21

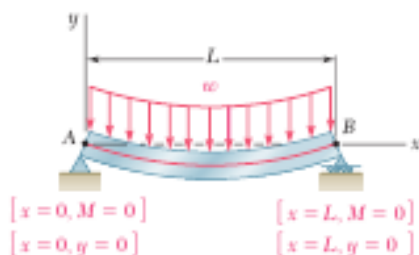


Fig. 9.22

Since $w = \text{constant}$, the first three of Eqs. (9.33) yield

$$\begin{aligned} EI \frac{d^4 y}{dx^4} &= -w \\ EI \frac{d^3 y}{dx^3} &= V(x) = -wx + C_1 \\ EI \frac{d^2 y}{dx^2} &= M(x) = -\frac{1}{2}wx^2 + C_1x + C_2 \end{aligned} \quad (9.34)$$

Noting that the boundary conditions require that $M = 0$ at both ends of the beam (Fig. 9.22), we first let $x = 0$ and $M = 0$ in Eq. (9.34) and obtain $C_2 = 0$. We then make $x = L$ and $M = 0$ in the same equation and obtain $C_1 = \frac{1}{2}wL$.

Carrying the values of C_1 and C_2 back into Eq. (9.34), and integrating twice, we write

$$\begin{aligned} EI \frac{d^2 y}{dx^2} &= -\frac{1}{2}wx^2 + \frac{1}{2}wLx \\ EI \frac{dy}{dx} &= -\frac{1}{6}wx^3 + \frac{1}{4}wLx^2 + C_3 \\ EI y &= -\frac{1}{24}wx^4 + \frac{1}{12}wLx^3 + C_3x + C_4 \end{aligned} \quad (9.35)$$

But the boundary conditions also require that $y = 0$ at both ends of the beam. Letting $x = 0$ and $y = 0$ in Eq. (9.35), we obtain $C_4 = 0$; letting $x = L$ and $y = 0$ in the same equation, we write

$$\begin{aligned} 0 &= -\frac{1}{24}wL^4 + \frac{1}{12}wL^4 + C_3L \\ C_3 &= -\frac{1}{24}wL^3 \end{aligned}$$

Carrying the values of C_3 and C_4 back into Eq. (9.35) and dividing both members by EI , we obtain the equation of the elastic curve:

$$y = \frac{w}{24EI}(-x^4 + 2Lx^3 - L^3x) \quad (9.36)$$

The value of the maximum deflection is obtained by making $x = L/2$ in Eq. (9.36). We have

$$|y|_{\max} = \frac{5wL^4}{384EI}$$

- I. $EJ_X Y_1^1 = EJ_X \theta_1 = C_1$;
- II. $EJ_X \cdot Y_2^1 = EJ_X \theta_2 = M(z_2 - a) + C_2$;
- III. $EJ_X \cdot Y_3^1 = EJ_X \theta_3 = M(z_3 - a) + P \frac{(z_3 - e)^2}{2} + C_3$;
- IV. $EJ_X \cdot Y_4^1 = EJ_X \theta_4 = M(z_4 - a) + P \frac{(z_4 - e)^2}{2} + q \frac{(z_4 - C)^3}{6} + C_4$;
- V. $EJ_X \cdot Y_5^1 = EJ_X \theta_5 = M(z_5 - a) + P \frac{(z_5 - e)^2}{2} + q \frac{(z_5 - C)^3}{6} - q \frac{(z_5 - d)^3}{6} + C_5$

Bu tenglamalar uchastkalar bo'yicha balkaning burilish burchagi tenglamalaridir. Yana bir marta integrallashtirishdan so'ng uchastkalar bo'yicha balkaning salqiliklari tenglamalarini hosil qilamiz.

$$\text{I. } EJ_X Y_1 = C_1 Z_1 + D_1;$$

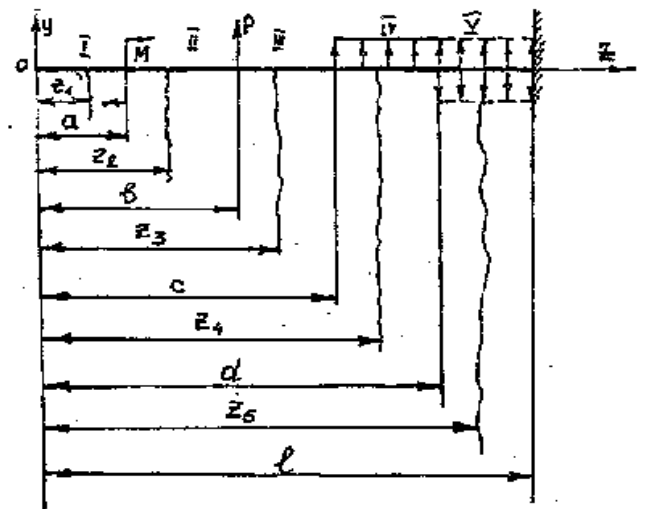
$$\text{II. } EJ_X Y_2 = M \frac{(Z_2 - a)^2}{2} + C_2 Z_2 + D_2;$$

$$\text{III. } EJ_X Y_3 = M \frac{(Z_3 - a)^2}{2} + P \frac{(Z_3 - \epsilon)^3}{6} + C_3 Z_3 + D_3;$$

$$\text{IV. } EJ_X \cdot Y_4 = M \frac{(Z - a)^2}{2} + P \frac{(z_4 - \epsilon)^3}{6} + q \frac{(z_4 - c)^4}{24} + C_4 Z_4 + D_4;$$

$$\text{V. } EJ_X \cdot Y_5 = M \frac{(Z_5 - a)^2}{2} + P \frac{(Z_5 - \epsilon)^3}{6} + q \frac{(Z_5 - C)^4}{24} - q \frac{(Z_5 - d)^4}{24} + C_5 Z + D_5.$$

Bu tenglamalardagi integrallash doimiylarini (ular unta) aniqlash uchun quyidagi chegara shartlaridan foydalanamiz:



$$z_1 = z_2 = a; \rightarrow Y_1^1 = Y_2^1; Y_1 = Y_2.$$

$$z_2 = z_3 = \epsilon; \rightarrow Y_2^1 = Y_3^1; Y_2 = Y_3.$$

$$z_3 = z_4 = c; \rightarrow Y_3^1 = Y_4^1; Y_3 = Y_4.$$

$$z_4 = z_5 = d; \rightarrow Y_4^1 = Y_5^1; Y_4 = Y_5.$$

Bu shartlarni yuqoridagi formulalarga qo'yib o'nta noma'lum o'rniga quyidagi ikkita noma'lumni hosil qilamiz:

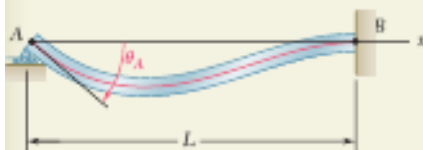
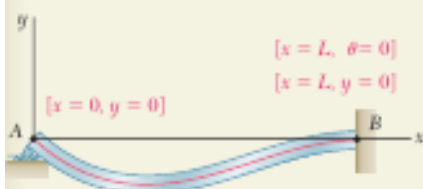
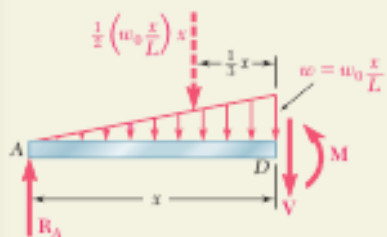
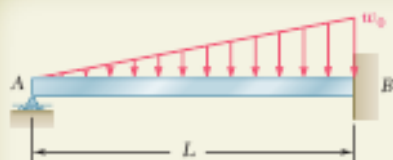
4.3- shakl.

$$C_1 = C_2 = C_3 = C_4 = C_5 = C$$

$$D_1 = D_2 = D_3 = D_4 = D_5 = D$$

Hosil qilingan noma'lumlarni topish uchun boshlang'ich chegara shartlaridan foydalanamiz:

$$z = 0; \rightarrow \theta = Y^1 = \theta_0; Y_0 = f_0 \text{ yoki } EJ_X \theta_0 = C_1; \quad EJ_X f_0 = D_1$$



SAMPLE PROBLEM 9.3

For the uniform beam AB , (a) determine the reaction at A , (b) derive the equation of the elastic curve, (c) determine the slope at A . (Note that the beam is statically indeterminate to the first degree.)

SOLUTION

Bending Moment. Using the free body shown, we write

$$+\circlearrowleft \sum M_D = 0: \quad R_A x - \frac{1}{2} \left(\frac{w_0 x^2}{L} \right) \frac{x}{3} - M = 0 \quad M = R_A x - \frac{w_0 x^3}{6L}$$

Differential Equation of the Elastic Curve. We use Eq. (9.4) and write

$$EI \frac{d^2 y}{dx^2} = R_A x - \frac{w_0 x^3}{6L}$$

Noting that the flexural rigidity EI is constant, we integrate twice and find

$$EI \frac{dy}{dx} = EI \theta = \frac{1}{2} R_A x^2 - \frac{w_0 x^4}{24L} + C_1 \quad (1)$$

$$EI y = \frac{1}{6} R_A x^3 - \frac{w_0 x^5}{120L} + C_1 x + C_2 \quad (2)$$

Boundary Conditions. The three boundary conditions that must be satisfied are shown on the sketch

$$[x = 0, y = 0]: \quad C_2 = 0 \quad (3)$$

$$[x = L, \theta = 0]: \quad \frac{1}{2} R_A L^2 - \frac{w_0 L^4}{24} + C_1 = 0 \quad (4)$$

$$[x = L, y = 0]: \quad \frac{1}{6} R_A L^3 - \frac{w_0 L^5}{120} + C_1 L + C_2 = 0 \quad (5)$$

a. Reaction at A. Multiplying Eq. (4) by L , subtracting Eq. (5) member by member from the equation obtained, and noting that $C_2 = 0$, we have

$$\frac{1}{3} R_A L^3 - \frac{1}{30} w_0 L^4 = 0 \quad R_A = \frac{1}{10} w_0 L \quad \blacktriangleleft$$

We note that the reaction is independent of E and I . Substituting $R_A = \frac{1}{10} w_0 L$ into Eq. (4), we have

$$\frac{1}{2} \left(\frac{1}{10} w_0 L \right) L^2 - \frac{1}{24} w_0 L^4 + C_1 = 0 \quad C_1 = -\frac{1}{120} w_0 L^3$$

b. Equation of the Elastic Curve. Substituting for R_A , C_1 , and C_2 into Eq. (2), we have

$$EI y = \frac{1}{6} \left(\frac{1}{10} w_0 L \right) x^3 - \frac{w_0 x^5}{120L} - \left(\frac{1}{120} w_0 L^3 \right) x$$

$$y = \frac{w_0}{120EI} (-x^5 + 2L^2 x^3 - L^4 x) \quad \blacktriangleleft$$

c. Slope at A. We differentiate the above equation with respect to x :

$$\theta = \frac{dy}{dx} = \frac{w_0}{120EI} (-5x^4 + 6L^2 x^2 - L^4)$$

$$\text{Making } x = 0, \text{ we have} \quad \theta_A = -\frac{w_0 L^3}{120EI} \quad \theta_A = \frac{w_0 L^3}{120EI} \quad \blacktriangleleft$$

Topilgan qiymatlarni beshinchi uchastka eguvchi moment tenglamalariga qo'yib va 5 indeksini tashlab yuborib, quyidagi butun balka uchun salqilik va burilish tenglamalarini hosil qilamiz:

$$Y = f_0 + \theta_0 z + \frac{1}{EJ_x} \left[\frac{M(z-a)^2}{2} + \frac{P(z-e)^3}{6} + \frac{q(z-c)^4}{24} - \frac{q(z-d)^4}{24} \right]$$

$$y^1 = \theta = \theta_0 + \frac{1}{EJ_x} \left[M(z-a) + \frac{P(z-e)^2}{2} + \frac{q(z-c)^3}{6} + \frac{q(z-d)^3}{6} \right]$$

Bu tenglamalarni balkaning ixtiyoriy uchastkasi uchun ortiqcha qismlarini tashlab yuborib ishlatish mumkin bo'ladi. Agar bir xil kuchlardan balkaga bir nechta qo'yilgan bo'lsa ular jamlanadi, shuning uchun yuqoridagi tenglamalarni oxirgi ko'rinishda quyidagicha yozamiz:

$$y = f_0 + \theta_0 z + \frac{1}{EJ_x} \left[\sum \frac{M(z-a)^2}{2} + \sum \frac{P(z-e)^3}{6} + \sum \frac{q(z-c)^4}{24} - \sum \frac{q(z-d)^3}{24} \right]$$

$$y^1 = \theta = \theta_0 + \frac{1}{EJ_x} \left[\sum M(z-a) + \sum \frac{P(z-e)^2}{2} + \sum \frac{q(z-c)^3}{6} - \sum \frac{q(z-d)^3}{6} \right]$$

Bu tenglamalar salqilikni va burilish burchagini topish uchun ishlatiladigan universal tenglamalar deb ataladi.

Universal tenglamalar yordamida masalalar echishda koordinata boshi sifatida balkaning istalgan chap yoki o'ng tomoni olinishi mumkin, lekin boshlang'ich shartlarni belgilashda koordinata boshi qayerda olinganligiga e'tibor berilishi shart.

EGILISHDA DEFORMATSIYA ENERGIYASI

Ko'chishlarni aniqlashda umumiy usullardan biri energetik usuldir. Bu usul tashqi kuchlar bajargan ishning deformatsiya energiyasiga tengligiga asoslangan.

Statik kuchning bajargan ishi quyidagicha aniqlanishi ma'lum.

$$W = \frac{1}{2} \sum F_i \cdot \Delta_i$$

Son jihatidan potentsial energiyaga teng bo'lgan ichki kuchlarning bajargan ishini topish uchun balkada elementar dz qism ajratib olamiz (4.4- shakl)

Eguvchi momentning bajargan ishi quyidagicha aniqlanadi (yuklanishni statik xarakterga ega deb hisoblaymiz):

$$dV = dW = \frac{M_x d\theta}{2} \quad (1)$$

p-p neytral o'qining uzunligi egilishdan keyin ham dz ga tengligicha qoladi. U holda :

$$dz = \rho \cdot d\theta \quad \text{yoki:} \quad d\theta = \frac{1}{\rho} dz \quad (2)$$

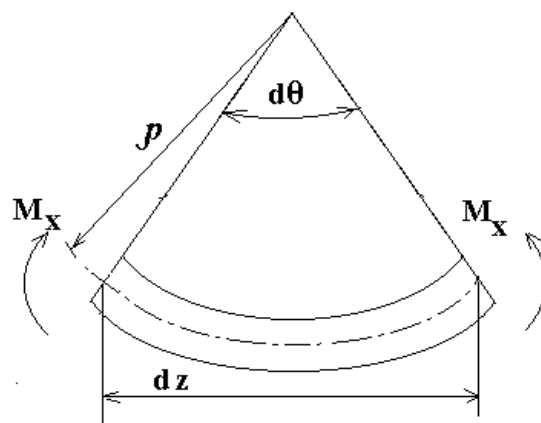
$\frac{1}{\rho}$ egilishda balkaning egriligi deyiladi va quyidagicha topiladi:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M_x}{EJ_x} \quad (3) \quad \text{ni (2) ga qo'yamiz:} \quad d\theta = \frac{M_x \cdot dz}{EJ_x} \quad (4);$$

endi (4) ni (2) ga qo'yib elementar potentsial energiya uchun quyidagi munosabatni hosil qilamiz:

$$dV = \frac{M_x^2 \cdot dz}{2EJ_x} \quad (5)$$

Butun balka uchun quyidagini yozamiz:



The cantilever beam AB is of uniform cross section and carries a load P at its free end A (Fig. 9.9). Determine the equation of the elastic curve and the deflection and slope at A .

EXAMPLE 9.01

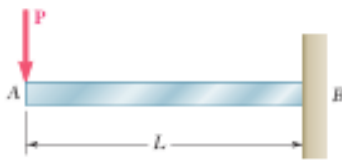


Fig. 9.9

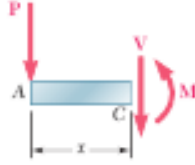


Fig. 9.10

Using the free-body diagram of the portion AC of the beam (Fig. 9.10), where C is located at a distance x from end A , we find

$$M = -Px \quad (9.7)$$

Substituting for M into Eq. (9.4) and multiplying both members by the constant EI , we write

$$EI \frac{d^2 y}{dx^2} = -Px$$

Integrating in x , we obtain

$$EI \frac{dy}{dx} = -\frac{1}{2}Px^2 + C_1 \quad (9.8)$$

We now observe that at the fixed end B we have $x = L$ and $\theta = dy/dx = 0$ (Fig. 9.11). Substituting these values into (9.8) and solving for C_1 , we have

$$C_1 = \frac{1}{2}PL^2$$

which we carry back into (9.8):

$$EI \frac{dy}{dx} = -\frac{1}{2}Px^2 + \frac{1}{2}PL^2 \quad (9.9)$$

Integrating both members of Eq. (9.9), we write

$$EI y = -\frac{1}{6}Px^3 + \frac{1}{2}PL^2x + C_2 \quad (9.10)$$

But, at B we have $x = L$, $y = 0$. Substituting into (9.10), we have

$$0 = -\frac{1}{6}PL^3 + \frac{1}{2}PL^3 + C_2$$

$$C_2 = -\frac{1}{3}PL^3$$

Carrying the value of C_2 back into Eq. (9.10), we obtain the equation of the elastic curve:

$$EI y = -\frac{1}{6}Px^3 + \frac{1}{2}PL^2x - \frac{1}{3}PL^3$$

or

$$y = \frac{P}{6EI}(-x^3 + 3L^2x - 2L^3) \quad (9.11)$$

The deflection and slope at A are obtained by letting $x = 0$ in Eqs. (9.11) and (9.9). We find

$$y_A = -\frac{PL^3}{3EI} \quad \text{and} \quad \theta_A = \left(\frac{dy}{dx}\right)_A = \frac{PL^2}{2EI}$$

$$V = \sum \int_{l_i} \frac{M_x^z \cdot dz}{2EJ_x}$$

Bumunosabatsofegilishuchuno`rinlidir.

Agarko`ndalangkuchlarhame`tiborgaolinsayuqoridagimunosabatquyidagiko`rinishgak eladi:

$$V = \sum \int_{l_i} \frac{M_x^2 \cdot dz}{2EJ_x} + \sum \int_{l_i} \frac{K \cdot Q_y^2 \cdot dz}{2GA};$$

BuyerdaK — balkakesimishakligabog`liqkoeffitsiyent (masalanto`rtburchakshaklidagibalkauchunK=1,2 gateng). formuladagil₁integralharbiruchastkauchunalo xida-aloxidaolinishikerakliginiko`rsatadi,

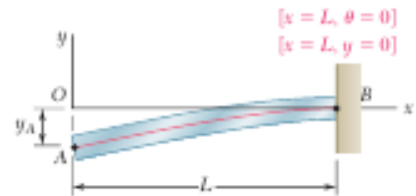


Fig. 9.11

Chunki har qaysi uchastkada eguvchimo ment har xil bo'lishi mumkin. Odatdako'ndalang kuchlar bajargan ish umumiyishning atigi 2-3 % nitashkiletadi. Shuning uchun formulao'ngtomon iikki nchi qismiko'pinchatash labyuboriladi.

MORINTEGRALI

1874

yildanemisoli mi O.

Mortomonidan egilishdako'chishlarni aniqlash uchun yanabir yangi sultaklifetildi.

Aytaylik kitta yanchlibalkaga F kuchta'sir qilayotganbo'lsin vashukuchta'siridabal ka Knuqtasiningko'chishini topish talabetilayotganbo'lsin (4.5shakl).

Balkani F kuchdan ozod qilib Knuqtagabiror T kuchqo'yamiz (4.5shaklb).

Balkaningushbu holat iyordamchiyokifiktivholat debataladi.

Shufiktivholat uchun tashqi kuchlar bajargan ishivadeformatsiya energiyasini topamiz:

$$W_T = \frac{1}{2} T \cdot \Delta_{kT};$$

$$V_T = \sum_{li} \int \frac{M_{xT}^2 \cdot dz}{2EJ_x}$$

Buyerda Mx

T kuchdan balkaning ixtiyoriy kesimida hosil bo'ladigan eguvchimo ment.

$W_T = V_T$ bo'lgani uchun:

$$\frac{1}{2} T \cdot \Delta_{kT} = \sum_{li} \int \frac{M_{xT}^2 \cdot dz}{2EJ_x} \quad (1)$$

Endi T kuch bilan yuklangan balkaga F kuchni qo'yamiz.

Bunda Knuqta qo'shimcha Δ_{kF}

ko'chisholadi (4.5-shaklv). Bunda T kuch bajargan ish quyidagigateng bo'ladi.

$$W_{TF} = T \cdot \Delta_{kF}$$

4.5-shakl.

Bu ifodada $\frac{1}{2}$ nisbat yo'q, chunki T kuch F kuch qo'yilishidan oldin

qo'yilgan edi va uning qiymati o'zgaragani yo'q. F kuchning

bajargan ishi va deformatsiya energiyasi quyidagigateng bo'ladi:

$$W_F = \frac{1}{2} F \cdot \Delta_{FF}; \quad V_F = \sum_{li} \int \frac{M_{xF}^2 \cdot dz}{2EJ_x}$$

$W_F = V_F$ Bo'lgani uchun quyidagini yoza olamiz:

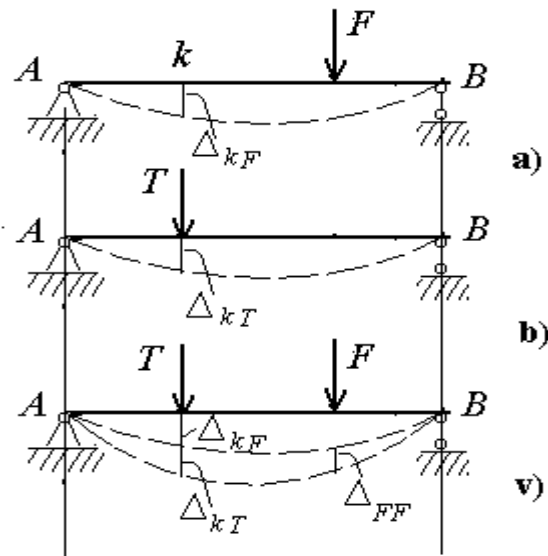
$$\frac{1}{2} F \cdot \Delta_{FF} = \sum_{li} \int \frac{M_{xF}^2 \cdot dz}{2EJ_x} \quad (2)$$

Barcha tashqi kuchlarning bajargan ishi quyidagigateng:

$$W = W_T + W_F + W_{TF} = \frac{1}{2} T \cdot \Delta_{kT} + \frac{1}{2} F \cdot \Delta_{FF} + T \cdot \Delta_{kF}$$

(3)

To'liq deformatsiya energiyasi esa quyidagigateng bo'ladi:



EXAMPLE 9.02

The simply supported prismatic beam AB carries a uniformly distributed load w per unit length (Fig. 9.12). Determine the equation of the elastic curve and the maximum deflection of the beam.

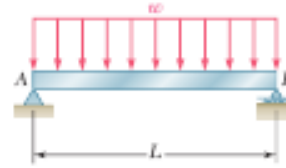


Fig. 9.12

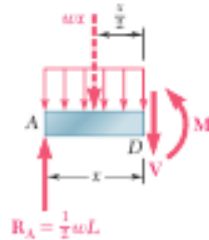


Fig. 9.13

Drawing the free-body diagram of the portion AD of the beam (Fig. 9.13) and taking moments about D , we find that

$$M = \frac{1}{2}wLx - \frac{1}{2}wx^2 \quad (9.12)$$

Substituting for M into Eq. (9.4) and multiplying both members of this equation by the constant EI , we write

$$EI \frac{d^2y}{dx^2} = -\frac{1}{2}wx^2 + \frac{1}{2}wLx \quad (9.13)$$

Integrating twice in x , we have

$$EI \frac{dy}{dx} = -\frac{1}{6}wx^3 + \frac{1}{4}wLx^2 + C_1 \quad (9.14)$$

$$EI y = -\frac{1}{24}wx^4 + \frac{1}{12}wLx^3 + C_1x + C_2 \quad (9.15)$$

Observing that $y = 0$ at both ends of the beam (Fig. 9.14), we first let $x = 0$ and $y = 0$ in Eq. (9.15) and obtain $C_2 = 0$. We then make $x = L$ and $y = 0$ in the same equation and write

$$0 = -\frac{1}{24}wL^4 + \frac{1}{12}wL^4 + C_1L$$

$$C_1 = -\frac{1}{24}wL^3$$

Carrying the values of C_1 and C_2 back into Eq. (9.15), we obtain the equation of the elastic curve:

$$EI y = -\frac{1}{24}wx^4 + \frac{1}{12}wLx^3 - \frac{1}{24}wL^3x$$

or

$$y = \frac{w}{24EI}(-x^4 + 2Lx^3 - L^3x) \quad (9.16)$$

Substituting into Eq. (9.14) the value obtained for C_1 , we check that the slope of the beam is zero for $x = L/2$ and that the elastic curve has a minimum at the midpoint C of the beam (Fig. 9.15). Letting $x = L/2$ in Eq. (9.16), we have

$$y_C = \frac{w}{24EI} \left(-\frac{L^4}{16} + 2L \frac{L^3}{8} - L^3 \frac{L}{2} \right) = -\frac{5wL^4}{384EI}$$

The maximum deflection or, more precisely, the maximum absolute value of the deflection, is thus

$$|y|_{\max} = \frac{5wL^4}{384EI}$$

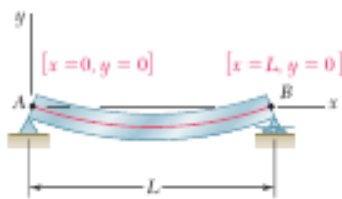


Fig. 9.14

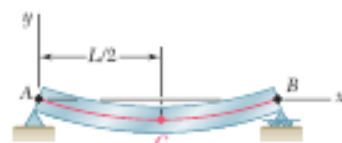


Fig. 9.15

$$(M_x = M_{xT} + M_{xF}); V = \sum \int_{li} \frac{(M_{xT} + M_{xF})^2}{2EJ_x} dz;$$

yoki:

$$V = \sum \int_{li} \frac{M_{xT}^2 \cdot dz}{2EJ_x} + \sum \int_{li} \frac{M_{xT} \cdot M_{xF} \cdot dz}{EJ_x} + \sum \int_{li} \frac{M_{xF}^2 \cdot dz}{2EJ_x} \quad (4);$$

W=V bo'lgani uchun (3) va (4) larning o'ng tomonlarini tenglaymiz:

$$\frac{1}{2}T \cdot \Delta_{kT} + \frac{1}{2}F \cdot \Delta_{FF} + T \cdot \Delta_{kF} = \sum_{li} \int \frac{M_{xF}^2 \cdot dz}{2EJ_X} + \sum_{LI} \int \frac{M_{xF}^2 \cdot dz}{2EJ_X} + \sum_{LI} \int \frac{M_{xT} \cdot M_{xF} \cdot dz}{EJ_X} \quad (5)$$

(5) – munosabatga e'tibor berilsa o'ng va chap tomonlarining birinchi va ikkinchi tashkil etuvchilari bir-biriga teng, u holda uchinchi tashkil etuvchilari ham bir-biriga teng bo'ladi:

$$T \cdot \Delta_{kF} = \sum_{li} \int \frac{M_{xT} \cdot M_{xF} \cdot dz}{EJ_X} \quad (6)$$

Δ_{kF} ni topish uchun (6) ning ikkala tomonini T ga bo'lamiz, u holda:

$$\Delta_{kF} = \sum_{li} \int \frac{\left(\frac{M_{xT}}{T}\right) \cdot M_{xF} \cdot dz}{EJ_X};$$

$\frac{M_{xT}}{T}$ nisbat birligi uzunlik birligidagi; balkaning ixtiyoriy kesimida birlik

kuchdan hosil bo'ladigan eguvchi momentdir. Bu birlik kuch ko'chishi aniqlanishi kerak bo'lgan nuqtaga qo'yilgan. Bu nisbatni M_1 bilan belgilab birlik moment deb ataymiz.

Oxirgi ko'rinishda kochishni aniqlash uchun, Mor integrali deb ataladigan quyidagi integralni hosil qilamiz:

$$\Delta_{KF} = \sum_{li} \int \frac{M_{xF} \cdot M_1 \cdot dz}{EJ_X}$$

Agar ko'ndalang kuchlar ham e'tiborga olinsa Mor integrali quyidagi ko'rinishni oladi:

$$\Delta_{KF} = \sum_{li} \int \frac{M_{xF} \cdot M_1 \cdot dz}{EJ_X} + \sum_{li} \int \frac{K \cdot Q_y \cdot Q_1 \cdot dz}{GA};$$

Agar balka kesimi o'zgarmas bo'lsa va ko'ndalang kuchlarni e'tiborga olmasak, Mor integralini quyidagicha yozish mumkin:

$$\Delta_{KF} = \sum \frac{1}{EJ_x} \int_{li} M_{xF} M_1 \cdot dz$$

17.MAVZU

SIQILINGAN STERJENLARNI USTIVORLIKKA HISOBLASH. EYLER FORMULASI

Reja:

1. Muvozanat turlari. Siqilingan sterjenning ustivor muvozanati.
2. Kritik kuch va kritik kuchlanishni hisoblash. Eyler formulasi.
3. Sterjenni ustivorlikka hisoblash.

Adabiyotlar: 4, 5, 6, 8, **1, 13, 14**.

Tayanch iboralar: muvozanat, ustivor muvozanat, kritik kuch, kritik kuchlanish, mustahkamlik sharti, ustivorlik sharti.

Ma'lumki, uch xil muvozanat mavjud: ustivor, befarq va ustivormas muvozanatlar. Quyida bo'ylama kuch ta'sirida siqilingan sterjenning muvozanatini ko'rib chiqamiz.

Aytaylik, ikki sharnirli sterjen biror R kuch ta'sirida siqilayapti (5.1- shakl). Agar R kuchning qiymati uncha katta bo'lmasa sterjen $\sigma = \frac{P}{A}$ kuchlanish bilan tekis

siqiladi. Bunda sterjen o'zining ustivor muvozanatini saqlaydi. Lekin R ning qiymati oshirilsa, malum bir R_{kr} qiymatga yetganda sterjen egila boshlaydi va uning muvozanati befarq muvozanatga aylanadi R ning qiymati yana oshirilsa noustivor muvozanat vujudga keladi. Kuchning bunday qiymatlarida sterjen o'zining avvalgi holatiga qayta olmaydi.

5.1- shakl.

Befarq muvozanat vujudga keltiruvchi R_{kr} kuch kritik kuch deb ataladi. Aytaylik R_{kr} kuch ta'sirida sterjen malum bir egilgan holatda o'z muvozanatini saqlab turibdi. U holda eguvchi momentni quyidagicha topishimiz mumkin

$$M_x = -P_{kp} \cdot Y$$

Egilgan o'q differentsial

tenglamasini yozamiz:
$$\frac{d^2 Y}{dz^2} = -\frac{P_{kr} \cdot Y}{EJ_x}$$

$$k^2 = \frac{P_{kr}}{EJ_x} - \text{belgilash kiritib quyidagini hosil qilamiz. } \frac{d^2 Y}{dz^2} + k^2 Y = 0;$$

Bu tenglamaning yechimi quyidagicha izlanadi:

$$Y = C_1 \sin kz + C_2 \cdot \cos kz;$$

Integrallash doimiylari S_1 va S_2 chegara shartlaridan aniqlanadi:

$$z = 0; Y = 0; \rightarrow C_2 = 0 \quad z = l; Y = 0; \rightarrow C_1 \sin kl = 0 \quad (1)$$

(1) munosabatda $S_1=0$ bo'lishi mumkin emas, chunki bunda sterjen to'g'ri chiziqli holatni egallaydi va bu masala shartiga ziddir. Demak: $\sin kl=0$;

Bu shart faqatgina $kl=0$ bo'lganda bajariladi. Bu tenglama cheksiz ko'p echimga ega $(0, \pi, 2\pi, \dots, n\pi) \cdot k$ ning qiymatini o'rniga qo'yib quyidagini yozishimiz mumkin:

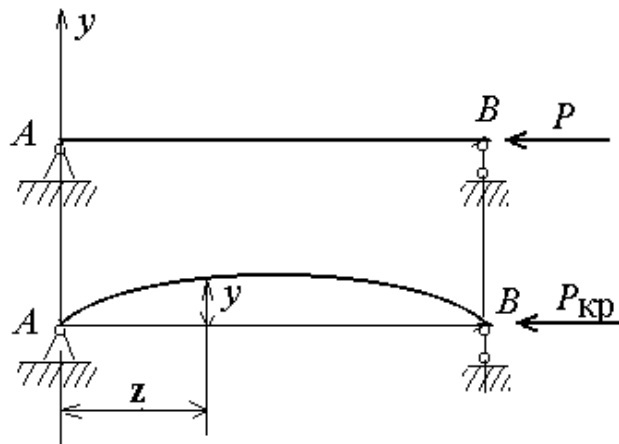
$$l \sqrt{\frac{P_{kr}}{EJ_x}} = 0;$$

Bu tenglama ildizlaridan R_{kr} eng kichik bo'ladigan qiymatini olishimiz kerak. Eng kichik ildiz 0 ni qabul qilish mumkin emas, chunki unda masala yana o'z mohiyatini yo'qotadi. Demak π ni qabul qilamiz:

$$l \sqrt{\frac{P_{kr}}{EJ_x}} = \pi \quad \text{Bu munosabatdan kritik kuch } R_{kr} \text{ ni topamiz: } P_{kr} = \frac{\pi^2 EJ_x}{l^2};$$

Bu formula Eyler formulasi deb ataladi. Kritik normal kuchlanishni topamiz:

$$\sigma_{kp} = \frac{P_{kr}}{A} = \frac{\pi^2 EJ_x}{l^2 \cdot A};$$



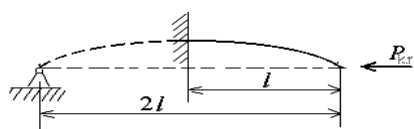
STERJENNI USTIVORLIKKA HISOBLASH

Sterjenni maxkamlash turi o'zgarsa kritik kuchning qiymati ham o'zgaradi. Bir uchi qistirib maxkamlangan sterjenni ko'rib chiqaylik (5.2 -shakl).

Bu sterjenni qistirib maxkamlangan tomonini hayolan davom ettirib quyidagini yozamiz:

$$P_{kr} = \frac{\pi^2 EJ_x}{(2l)^2} = \frac{\pi^2 \cdot EJ_x}{4l^2};$$

Ko'rinib turibdiki, maxkamlash turi o'zgarsa Euler formulasidagi l ning qiymati o'zgarar ekan. Sterjen siqilinganda ustivorligini bikrligining eng kichik joyidan yo'qotishini e'tiborga olib Euler formulasini quyidagi ko'rinishda yozamiz:



$$P_{kr} = \frac{\pi^2 EJ_{\min}}{(\vartheta l)^2}$$

5.2-shakl.

Bu yerda $J_{\min}$ -minimal inertsia momenti (sterjenning bikrligi eng katta kesimidagi inertsia momenti). ϑ –sterjenni maxkamlash turiga bog'liq koeffitsient. Ikki sharnirli sterjen uchun ($\vartheta=1$, bir tomoni qistirib maxkamlangan sterjen uchun $\vartheta=2$, ikkala uchi ham maxkamlangan sterjen uchun $\vartheta=0,5$, bir uchi qistirib maxkamlangan va bir uchi sharnirli sterjen uchun $\vartheta=0,7$).

Kritik kuchlanish quyidagi munosabatdan topiladi:

$$\sigma_{kp} = \frac{P_{kp}}{A} = \frac{\pi^2 EJ_{\min}}{(\vartheta l)^2 \cdot A} = \frac{\pi^2 r_{\min}^2}{(\vartheta l)^2}$$

Bu yyerda $r_{\min} = \sqrt{\frac{r_{\min}}{A}}$ -minimal inertsia radiusi.

Sterjenni ustivorlikka quyidagi ikkita shartdan tekshiriladi:

1. Mustahkamlik sharti: $\frac{P}{A} \leq [\sigma]$
2. Ustivorlik sharti: $\frac{P}{A} \leq [\sigma_y]$

MASHINA VA MEXANIZMLAR NAZARIYASI

19.MAVZU

MEXANIZM VA MASHINALARNING TUZILISHI VA TURLARI.

Reja:

- 1.Mexanizm va mashinalarning tuzilishi va turlari.
- 2.Kinematik zanjirlar va ularning turlari.
- 3.Mexanizmlarning tuzilish taxlili.

Adabiyotlar: 15,16,17,18.

Tayanch iboralar: mexanika, mashinasozlik, mashina, mexanizm, zveno, kinematik juft, oliy va qo'yi kinematik juft, kinematik zanjir, erkinlik darajasi, Assur guruhlar, harakatchanlik darajasi.

Kundalik turmushimizni mashinalarsiz tasavvur qilish qiyin. Xo'sh, mashina o'zi nima? Mashinaga umumiy holda quyidagicha ta'rif berish mumkin: **mashina** – energiya va harakatni o'zgartiruvchi, axborot to'plovchi va qayta ishlovchi, ishlab chiqarish samaradorligini oshiruvchi, aqliy va jismoniy mehnatni yengillashtiruvchi Qyrima. Mashinalarni asosiy uch turga bo'lish mumkin:

- 1.Energetik mashinalar – bir turdagi energiyani boshqa bir turga aylantiradi (generatorlar, dvigatellar, bug' turbinasi va x.k.).
- 2.Texnologik mashinalar – shakl va holat o'zgartiradi (dastgohlar, burg'ulash qyrimasi, transporterlar va x.k.).
- 3.Axborot mashinalari – axborot to'playdi, qayta ishlaydi, hisoblaydi va boshqaradi (hisoblash va boshqarish mashinalari).

Barcha mashinalar mexanizmlardan iborat bo'ladi. **Mexanizm** – mashinaning ma'lum bir harakatni amalga oshiruvchi yoki bir turdagi harakatni boshqa bir turdagi harakatga aylantiruvchi qismidir Mashina va mexanizmlarga quyidagicha asosiy talablar qo'yiladi:

- 1.Ishga yaroqlilik – berilgan funksiyani tegishli me'yorlarga muvofiq bajara olish qobiliyati;
- 2.Ishonchlilik – o'z vazifasini ko'rsatilgan muddat davomida barcha ko'rsatkichlarini me'yorda saqlagan holda bajara olishi;
- 3.Tejamlilik – sarflanadigan harajatlarning iloji boricha kam bo'lishligi;
- 4.Texnologik talablar – ishlab chiqarish, ishlatish va ta'mirlashning oson bo'lishi;
- 5.Ergonomik talablar – tashqi ko'rinishning chiroyli bo'lishi.

Mexanizmlarning tuzilishi. Mexanizmlarni qo'yidagi asosiy turlarga bo'lish mumkin:

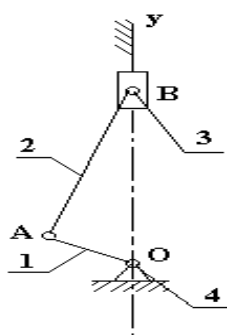
- 1.Dastakli mexanizmlar;
- 2.Mushtchali mexanizmlar;
- 3.Tishli g'ildirakli mexanizmlar;
- 4.Vintli va ponali mexanizmlar;
- 5.Friksion mexanizmlar;
- 6.Egiluvchan zvenoli mexanizmlar;
- 7.Gidravlik va pnevmatik mexanizmlar;
- 8.Elektrik mexanizmlar.

Mexanizm – bir – biri bilan bog'langan jismlar tizimidan iboratdir. Ana shu jismlar zvenolar deb ataladi. Zveno – bir yoki bir necha detallarning mahkam birikmasi bo'lib, oddiy zveno bitta detaldan, murakkab zveno esa bir necha detallarni mahkam birlashtirilishidan hosil (masalan payvandlash, bolt bilan qotirish va x.k.) bo'ladi.

Zvenolarni quyidagi asosiy turlarga bo'lish mumkin:

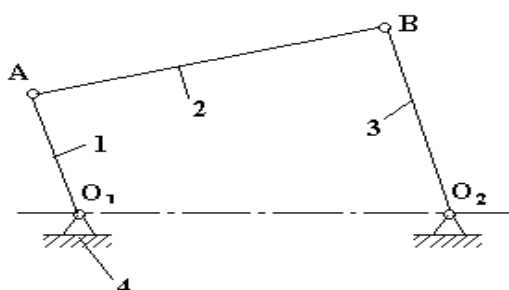
- 1.Krivoship – aylanma harakat qiluvchi zveno;
- 2.Polzun – ilgarilanma - qaytma harakat qiluvchi zveno;

3. Shatun – tekis parallel harakat qiluvchi zveno;
4. Koromislo – tebranma harakat qiluvchi zveno;
5. Kulisa – ilgari lanma – qaytma harakatga yo`naltiruvchi zveno;
6. Kulisa toshi – murakkab harakat qiluvchi zveno;
7. Tayanch – qo`zg`almas zveno.

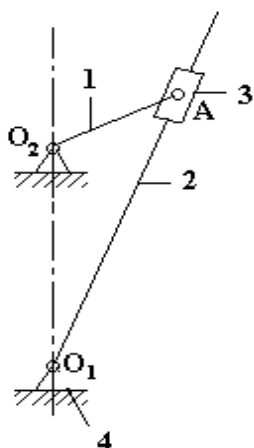


6.1.–shaklda ba'zi bir mexanizmlarning sxematik tasvirlari va zvenolarining nomlari keltirilgan. Krivoship-polzunli mexanizm.

- 1 – krivoship;
- 2 – shatun;
- 3 – polzun;
- 4 – tayanch.



- 1 – krivoship;
- 2 – shatun;
- 3 – koromislo;
- 4 – tayanch.



4-sharnirli mexanizm.

Kulisali mexanizm.

- 1 – krivoship;
- 2 – kulisa;
- 3 – tosh;
- 4 – tayanch.

6.1. – shakl.

Mexanizm tarkibidagi zvenolar bir – biri bilan harakatchan birikib kinematik juft hosil qiladi. Demak, kinematik juft – ikki zvenoning harakatchan birikishidir. Birikish turiga qarab kinematik juftlar ikki xil bo'ladi:

1. Quyi kinematik juft – ikki zveno bir-biri bilan yuza orqali birikkan hol;
2. Oliy kinematik juft – ikki zveno bir-biri bilan nuqta yoki chiziqli orqali birikkan hol.

Stol ustidagi shar yoki stol ustidagi silindr oliy kinematik juftga, krivoship va tayanch yoki polzun va shatun birikishini quyi kinematik juftga misol qilib ko'rsatish mumkin.

Erkin zvenolar birikkanda bir – birlarining qandaydir harakatlarini cheklaydi. Mana shu cheklanishlar **bog'lanish shartlari** deb ataladi. Bog'lanish shartlari sonini S

bilan belgilasak va erkin zvenoning fazoda oltita harakati borligini e'tiborga olsak, kinematik juftning erkinlik darajasi quyidagicha topilishi mumkin:

$H = 6 - S$ Bog'lanish shartlari 1 dan 5 gacha bo'lishi mumkin. Agar $S = 6$ bo'lsa, $N = 0$ bo'ladi va kinematik juft bitta zvenoga aylanadi.

Bog'lanish shartlari soniga qarab kinematik juftlar 5 sinfga bo'linadi. Kinematik juftning sinfi bog'lanish shartlari soniga teng va I, II, III, IV, V deb belgilanadi. 6.2 – shaklda ba'zi kinematik juftlarning sxematik tasviri va sinfi keltirilgan.

KINEMATIK ZANJIRLAR

Kinematik zanjir – kinematik juftlar hosil qilib birikkan zvenolar tizimidir. Kinematik zanjirlar tarkibiga kirgan zvenolarga qarab oddiy yoki murakkab, zvenolarning birikish tizimiga qarab ochiq yoki yopiq bo'lishi mumkin.

Kinematik zanjirning erkinlik darajasini topishni ko'rib chiqaylik. Kinematik zanjir tarkibiga kirishi lozim bo'lgan zvenolar sonini K deb belgilaylik. Erkin zveno fazoda 6 ta harakatga ega bo'lishini e'tiborga olsak, K ta zvenoning kinematik juftga kirmasligidan oldingi umumiy erkinlik darajasi $6(K)$ bo'ladi. Agar K ta zvenodan tuzilgan kinematik zanjir tarkibida yuqorida aytilgan I, II, III, IV, V sinf kinematik juftlar bor deb faraz qilsak va ularning sonini mos ravishda R_1, R_2, R_3, R_4, R_5 harflari bilan belgilasak, u holda kinematik zanjirning umumiy erkinlik darajasini quyidagicha topish mumkin bo'ladi: $N = 6K - 5R_5 - 4R_4 - 3R_3 - 2R_2 - R_1$

bu yerda: N – kinematik zanjirning erkinlik darajasi;

K – kinematik zanjir tarkibiga kiruvchi zvenolar soni;

R_1, R_2, R_3, R_4, R_5 mos ravishda I, II, III, IV, V sinf kinematik juftlar soni.

Shar – tekislik, I – sinf;

Shar – silindr, II – sinf;

Sferik sharnir, III – sinf;

Tekislik – tekislik, III – sinf;

Silindr – silindr, IV – sinf;

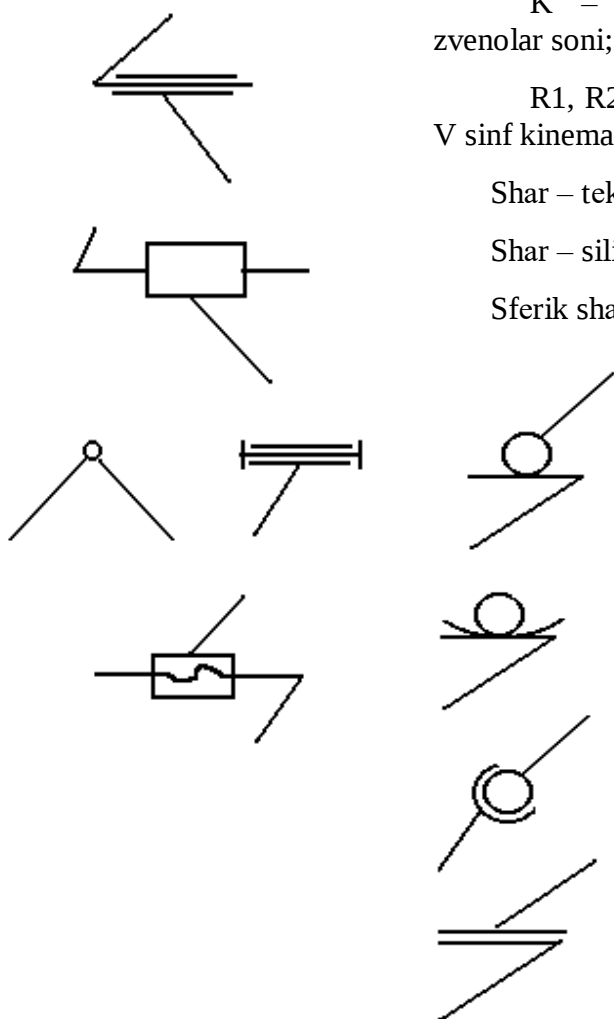
Ilgarilanma, V – sinf;

Aylanma,

V – sinf;

Vintli, V – sinf.

6.2 – shakl.



Agar kinematik zanjir tekislikda bo'lsa, u holda zanjirning erkinlik darajasi quyidagicha topiladi:

$$N = 3K - 2R_5 - R_4$$

Odatda texnikada uchraydigan kinematik zanjirlar tarkibiga kiruvchi zvenolarning bittasi qo'zg'almas bo'ladi va bu zveno fazoda oltita harakatini yo'qotsa, tekislikda 3 ta harakatini yo'qotadi. SHu sababdan bitta zvenosi qo'zg'almas kinematik zanjirning qo'zg'aluvchanlik darajasi quyidagicha topiladi:

$$W = 6(K - 1) - 5R_5 - 4R_4 - 3R_3 - 2R_2 - R_1$$

$K - 1 = p$ deb olsak, yuqoridagi fomula quyidagi ko'rinishga keladi:

$$W = 6n - 5R_5 - 4R_4 - 3R_3 - 2R_2 - R_1$$

bu yerda: W – bir zvenosi qo'zg'almas bo'lgan kinematik zanjirning qo'zg'aluvchanlik darajasi; p – kinematik zanjirdagi qo'zg'aluvchan zvenolar soni.

Bu formula Somov – Malshev formulasi deb ataladi.

Tekislikdagi kinematik zanjirlar uchun qo'zg'aluvchanlik darajasini topish formulasi P.L.Chebishev tomonidan taklif etilgan bo'lib, bu formula quyidagi ko'rinishga ega:

$$W = 3n - 2R_5 - R_4$$

MEXANIZMLARNING TUZILISH TAHLILI

Mexanizmlarni tuzilish jihatidan tahlil qilishda ilgarigi mavzuda ko'rib o'tilgan Somov – Malshev va Chebishev formulalaridan foydalanib mexanizmning qo'zg'aluvchanlik darajasi topiladi. Mexanizmning qo'zg'aluvchanlik darajasi nechaga teng chiqsa, mexanizmning shuncha zvenosiga oldindan ma'lum bir qonun asosida harakat berilish zarur bo'ladi. Shundagina mexanizmning qolgan zvenolari muayyan qonun asosida davriy harakatda bo'ladi. Yuqoridagi mavzuda yuritilgan mulohazalardan mexanizmga quyidagicha boshqacha ta'rif berish mumkin:

Kinematik zanjir tarkibiga kiruvchi qo'zg'almas biror zvenoga nisbatan bir yoki bir necha zveno muayyan tartibda harakatlanganda zanjirning qolgan zvenolari ham ma'lum tartibda harakat qilsa, bunday kinematik zanjir mexanizm deb ataladi.

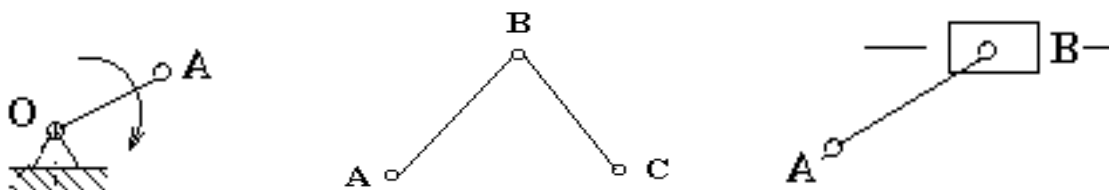
Mexanizmni tuzilish jihatidan tahlil qilishda faqatgina uning qo'zg'aluvchanlik darajasini topish aniq maqsadga olib kelmaydi, binobarin bunda mexanizmni kinematik va kinetostatik tahlil qilish usullarini tanlash mavxum bo'lib qoladi. Shuning uchun mexanizmni tuzilish tahlilida uning qo'zg'aluvchanlik darajasini topishdan tashqari sinfi va tartibi ham aniqlanishi zarur. Bu borada ko'pgina olimlar ish olib borishgan va turlicha mulohazalar bildirishgan. L. V. Assur tomonidan mexanizmni tuzilish jihatidan tahlil qilishda uni statik aniq guruhlariga bo'laklash taklif etilgan. Uning taklifiga ko'ra mexanizm boshlang'ich zvenolarga qo'zg'aluvchanlik darajasi 0 ga teng bo'lgan statik aniq guruhlarini qo'shishdan hosil qilinadi. Bu guruhlar Assur guruhlari deb ataladi. Assur guruhlaridagi zvenolar soni quyidagi shartdan topiladi:

$$W = 3n - 2R = 0$$

bu yerda n – guruhdagi zvenolar soni; R – guruhdagi kinematik juftlar soni.

Yuqoridagi formuladan quyidagini topamiz: $R = 3/2n$

Demak Assur guruhidagi zvenolar soni doimo juft bo'lishi kerak, chunki kinematik juftlar soni faqat butun son bo'ladi. 6.3 – shaklda Assur guruhlarining ba'zi bir turlari keltirilgan.



Shartli I – sinf

II – sinf, II – tartibli,

II – sinf, II – tartibli,

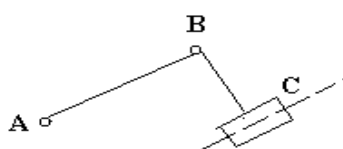
mexanizm;

I – tur;

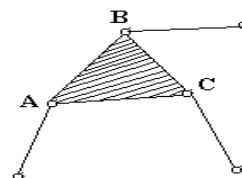
II – tur;

II – sinf,

III – sinf,



II – tartibli,

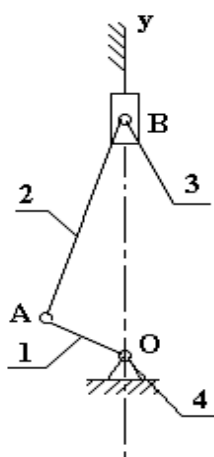


III – tartibli,

III – tur .

6.3 – shakl.

Endi quyidagi krivoship – polzunli mexanizm misolida mexanizmni tuzilish tahlilini ko'rib chiqaylik. Bunda mexanizmning o'lchamlari va holati ahamiyat kasb etmaganligi sababli ularni ixtiyoriy olamiz. 6.4 – shaklda mexanizmning sxematik tasviri keltirilgan.



6.4- shakl.

Mexanizm tekislikda harakatlanadigan mexanizm bo'lgani uchun (tekis mexanizm) Chebishev formulasidan foydalanib qo'zg'aluvchanlik darajasini topamiz.

$$W = 3n - 2R_5 - R_4$$

Umumiy zvenolar soni 4 ta bo'lib ulardan bittasi qo'zg'almas – tayanch, demak:

$$p = 3$$

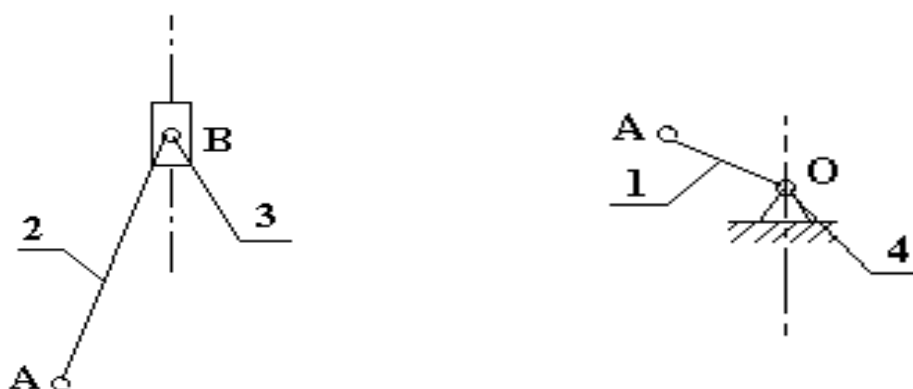
V – sinf kinematik juftlar soni 4 ta:

O nuqtada 1 va 4 zvenolar, A nuqtada 1 va 2 zvenolar, B nuqtada 2 va 3 zvenolar aylanma kinematik juftlar hosil qiladi, yana shu B nuqtada 3 va 4 – zvenolar ilgarilanma – qaytma kinematik juft hosil qiladi. IV – sinf kinematik juftlar yo`q, u holda yuqoridagi formuladan quyidagini topamiz:

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

Demak berilgan mexanizmning qo`zg`aluvchanlik darajasi birga teng bo`lib, uning bitta zvenosiga aytaylik, krivoshipga aylanma harakat berilsa, shatun davriy tekis parallel harakatda polzun esa davriy ilgarilanma – qaytma harakatda bo`ladi.

Endi mexanizmni Assur guruhlariga bo`laklab uning sinfi va tartibini aniqlaymiz (6.5 – shakl):



II – sinf, II – tartibli; Shartli 1 – sinf mexanizmi.

6.5 – shakl.

Mexanizmning sinfi va tartibi uning tarkibiga kirgan Assur guruhlarining eng yuqori sinfi bilan belgilanadi. Demak, berilgan mexanizm II – sinf, II – tartibli mexanizm ekan.

20.MAVZU

MEXANIZMLARNI KINEMATIK TAHLIL QILISH.

REJA:

- 1.Mexanizmlarni kinematik tahlil qilish turlari, kinematik tahlilning maqsadi.
- 2.Mexanizmning tezliklar planini ko`rish.
- 3.Mexanizmning tezlanishlar planini ko`rish.

Adabiyotlar: 15,16,17,18.

Tayanch iboralar: kinematika, analitika, grafik kinematika, grafoanalitik, kinematika, tezliklar plani, qytb, tezlik masshtabi, tezlanish masshtabi, normal tezlanish, urinma tezlanish.

Mexanizmlarni kinematik tahlil qilishda masala shartiga qarab uning ma`lum bir holati yoki bir necha holati uchun kinematik tavsiflari noma`lum bo`lgan nuqta va zvenolarning kinematik tavsiflari – tezlik va tezlanishlari, burchak tezlik va burchak tezlanishlari topiladi.

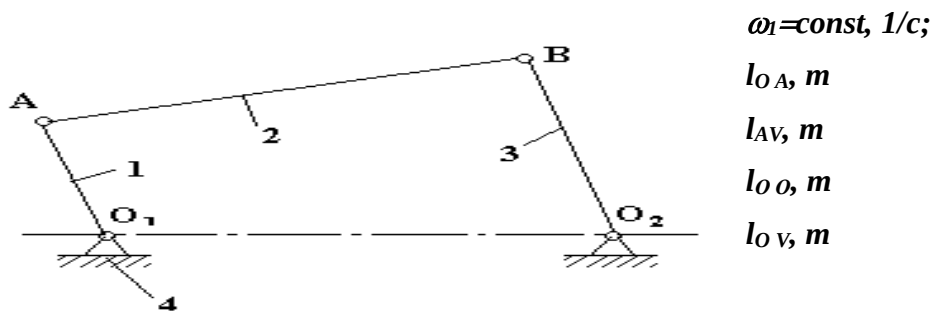
Mexanizmlar asosan 4 usulda kinematik tahlil qilinadi:

1. Analitik usul – bunda mexanizm analitik formulalar yordamida kinematik tahlil qilinadi;
2. Grafik usul – bu usulda mexanizmni kinematik tahlil qilishda kinematik diagrammalardan foydalaniladi;
3. Grafoanalitik usul – bunda mexanizm tezlik va tezlanish planlari qu`rish, hamda analitik formulalardan foydalanib tahlil qilinadi;
4. Eksperimental, ya`ni tajriba usuli – bu usulda tayyor mexanizmlarning kinematik tavsifi asboblari yordamida yozib olish yo`li bilan tahlil qilinadi.

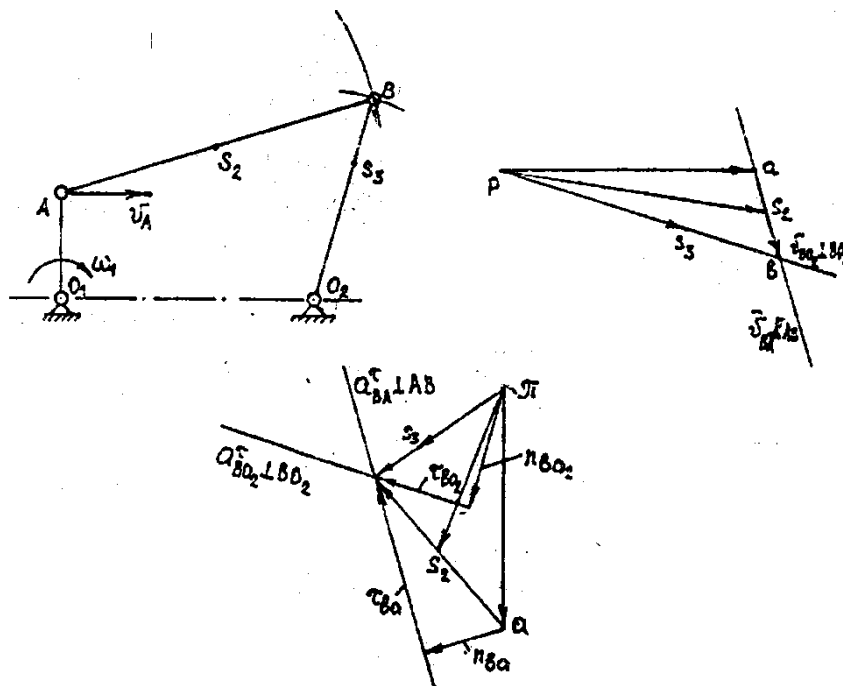
Yuqoridagi usullardan keng ishlatiladigan grafoanalitik usul bilan tanishib chiqaylik. Bu usul o`zining soddaligi bilan ajralib tursada, katta bir kamchilikka ega. Tezliklar va tezlanishlar planlarini qu`rishda chizma tekisligi yetarlicha katta bo`lishi va planlarni chizish, shuningdek, o`lchash ishlari katta aniqlik bilan bajarilishi talab etiladi. Chizma tekisligi qancha kichik bo`lsa, yo`l qo`yilishi mumkin bo`lgan xatolik shuncha katta bo`ladi.

MEXANIZMNING TEZLIKLAR PLANINI QURISH

Quyida 4 zvenoli mexanizm misolida grafoanalitik usulda kinematik tahlil qilishni ko`rib chiqamiz. 7.1 – shaklda mexanizmning sxemasi va o`lchamlari keltirilgan.



7.1 – shakl.



7.2 – shakl.

Krivoshipning vertikal tik turgan holati uchun mexanizmni kinematik tahlil qilish talab etilgan bo'lsin.

Mexanizmning kinematik sxemasini chizamiz, buning uchun uzunlik masshtabi tanlaymiz:

$$\mu_l = \frac{l_{OA}}{O_1A} \quad \left[\frac{M}{MM} \right]$$

bu yerda: $\overline{O_1A} - l_{OA}$ ning chizmadagi kattaligi bo'lib chizma tekisligi o'lchamlariga qarab ixtiyoriy tanlab olinadi.

Endi qolgan o'lchamlarning masshtab kattaligini aniqlaymiz:

$$\overline{AB} = \frac{l_{AB}}{\mu_l}, \quad MM; \quad \overline{O_2B} = \frac{l_{O_2B}}{\mu_l}, \quad MM; \quad \overline{O_1O_2} = \frac{l_{O_1O_2}}{\mu_l}, \quad MM;$$

Mexanizmning kinematik sxemasini qurish uchun dastavval gorizontaal chiziq o'tkazib unda O_1O_2 masofani belgilaymiz va O_1 nuqtadan vertikal chiziq o'tkazib unga krivoshipning uzunligi O_1A ni qo'yamiz. So'ngra sirkul yordamida A nuqtadan AB kattalikda, O_2 nuqtadan O_2B kattalikda yo'ylar chizamiz va bu yo'ylar kesishgan nuqtada B nuqtani topamiz (7.2 – shakl).

Endi tezliklar planiniqurish yordamida tezligi va burchak tezligi noma'lum bo'lgan nuqta va zvenolarning tezligi va burchak tezliklarini topishga kirishamiz. Dastavval masala shartida berilganlardan foydalanib A nuqtaning tezligini topamiz:

$$g_A = \omega_1 \cdot l_{O_1A}, \quad \left[\frac{M}{S} \right] \text{ Tezlik masshtabini tanlaymiz: } \mu_g = \frac{g_A}{Pa}, \quad \left[\frac{M/S}{MM} \right]$$

bu yyerda: $\overline{Pa} - g_A$ ning chizmadagi uzunlik birligidagi kattaligi bo'lib chizma tekisligiga qarab ixtiyoriy tanlab olinadi.

Chizma tekisligida ixtiyoriy nuqta olib $\overline{g_A}$ ning yo'nalishi bo'yicha, ya'ni O_1A ga perpendikulyar qilib ω_1 tomonga $\overline{Pa}$ ni yo'naltiramiz. V nuqta tezligi uchun quyidagi tenglamalar sistemasini yozamiz:

$$\begin{cases} \overrightarrow{g_B} = \overrightarrow{g_A} + \overrightarrow{g_{BA}} \\ \overrightarrow{g_B} = \overrightarrow{g_{O_2}} + \overrightarrow{g_{BO_2}} \end{cases}$$

Ushbu tenglamalar sistemasini grafik usulda echib tezliklar planida v nuqtani hosil qilamiz. Buning uchun $\overline{g_A}$ vektorning oxiridan (chizmada $\overline{Pa}$ vektorning oxiridan)

$\overrightarrow{g_{BA}}$ vektor yo'nalishini (bu vektor AB ga perpendikulyar yo'naladi) o'tkazamiz, lekin bu vektorning qaysi tomonga yo'nalishi va qanchaligi xozircha noma'lum qoladi. Endi

sistemaning ikkinchi tenglamasini grafik usulda echishga o'tamiz. $\vec{g}_{O_2}$ vektorning oxiridan (bu vektor 0 ga teng, chunki O_2 nuqta qo'zg'almas) $\vec{g}_{BO_2}$ vektorni yo'naltirishimiz kerak. Tezliklar planida R nuqta tezliklar Qutb deb ataladi va shu nuqtada tezlik 0 ga teng bo'ladi. Shuning uchun $\vec{g}_{BO_2}$ vektorning yo'nalishini R nuqtadan o'tkazamiz, uning yo'nalishi O_2V ga perpendikulyar bo'ladi. $\vec{g}_{BA}$ va $\vec{g}_{BO_2}$ vektorlarning yo'nalishlari kesishgan nuqtada v nuqta yotadi (2.2 – shakl).

Agar masala shartida 2 va 3 – zvenolarning og'irlik markazlari S_2 va S_3 nuqtalarning holatlari ham berilgan bo'lsa, ularning tezliklar planidagi o'rni nisbatdan foydalanib topiladi. Masalan, S_2 nuqta AB ning o'rtasida yotgan bo'lsa tezliklar planida ham av ning o'rtasida yotadi. Aytaylik S_3 nuqta O_2B ning B nuqta tomonidan $1/3$ nisbatdagi qismida yotgan bo'lsa, tezliklar planida S_3 nuqta Pb ning b nuqta tomonidan shunday qismida yotadi (7.2 –shakl). Tezliklar planidan quyidagi noma'lumlarni topamiz:

$$\begin{aligned} g_B &= \overline{Pb} \cdot \mu_g, \quad \text{m/s}; & g_{S_2} &= \overline{PS_2} \cdot \mu_g, \quad \text{m/s}; & g_{S_3} &= \overline{PS_3} \cdot \mu_g, \quad \text{m/s} \\ g_{BA} &= \overline{ab} \cdot \mu_g, \quad \text{m/s}; & g_{BO_2} &= g_B, \quad \text{m/s}; & \omega_2 &= \frac{g_{BA}}{l_{AB}}, \quad \frac{1}{s}; & \omega_3 &= \frac{g_{BO_2}}{l_{BO_2}}, \quad \frac{1}{s}; \end{aligned}$$

Ikkinchi va uchinchi zvenolarning burchak tezliklari ω_2 va ω_3 bilan belgilangan, Pb, ab, PS_2 lar bevosita chizmadan o'lchab olinadi. ω_2 va ω_3 larning yo'nalishlari S_2 va S_3 nuqtalar atrofiga qo'yiladi. ω_2 ning yo'nalishini topish uchun $\vec{g}_{BA}$ vektorni, ω_3 ning yo'nalishini topish uchun esa $\vec{g}_{BO_2}$ vektorni xayolan B nuqtaga qo'yiladi. Bu vektorlarning yo'nalishiga mos ravishda ω_2 va ω_3 ning yo'nalishlari qo'yiladi.

MEXANIZMNING TEZLANISHLAR PLANINI QURISH

Endi tezlanishlar planini qurishga o'tamiz. Dastavval A nuqtaning tezlanishini

$\vec{a}_A = \vec{a}_A + \vec{a}_A$; $\omega_1 = \text{const}$; $\varepsilon_1 = 0$;

$$a_A^r = \varepsilon_1 \cdot l_{OA} = 0; \quad a_A^n = \omega_1^2 \cdot l_{OA}; \quad \text{m/s}^2$$

Demak A nuqtaning tezlanishi faqat normal tashkil etuvchidan iborat bo'lib, uning yo'nalishi O_1A ga parallel va markazga, ya'ni A nuqtadan O_1 nuqta tomonga yo'naladi. Tezlanishlar masshtabini tanlaymiz:

$$\mu_a = \frac{a_A}{\pi a} \left[\frac{\text{m/s}^2}{\text{mm}} \right]$$

Bu yerda: πa ning chizmadagi kattaligi bo'lib, chizma tekisligiga qarab ixtiyoriy tanlab olinadi. Endi chizma tekisligida ixtiyoriy π nuqta tanlab olamiz va πa vektorni yo'naltiramiz. Bu vektor O_1A ga parallel A nuqtadan O_1 nuqtaga qarab yo'naladi. π nuqta tezlanishlar Qytbi deb ataladi va shu nuqtada tezlanish O ga teng bo'ladi (7.2 shakl) V nuqta uchun quyidagi tenglamalar sistemasini tuzamiz.

$$\begin{cases} \vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA} + \vec{a}_{BA} \\ \vec{a}_B = \vec{a}_{O_2} + \vec{a}_{BO_2} + \vec{a}_{BO_2} \end{cases}$$

Birinchi tenglamadagi a_{BA}^n vektorning va ikkinchi tenglamadagi $a_{BO_2}^n$ vektorning modulini quyidagicha topamiz.

$$a_{BA}^n = \frac{v_{BA}^2}{l_{AB}}; m/s^2 \quad a_{BO_2}^n = \frac{g_{BO_2}^2}{l_{O_2B}} m/s^2$$

Bu vektorlarning masshtab kattaliklarini topamiz

$$n_{\theta a} = \frac{a_{BA}^n}{\mu_a} MM; n_{BO_2} = \frac{a_{BO_2}^n}{\mu_a} MM.$$

Endi sistemani echishni grafik usulda davom ettiramiz. Birinchi tenglamaga binoan a_B vektorni topish uchun πa vektor oxiridan a_{ba}^n vektorni, ya'ni uning masshtab kattaligi n_{ba} ni qo'yamiz. Uning yo'nalishi AV ga parallel va V nuqtadan A nuqta tomonga yo'naladi. Bu vektorning oxiridan a_{ba}^{τ} vektorning yo'nalishi chizig'ini o'tkazamiz, uning yo'nalishi AB ga yoki n_{ba} ga perpendikulyar bo'ladi. Ikkinchi tenglamaga binoan a_{O_2} ning oxiridan $a_{bo_2}^n$ vektorning yo'nalishini va kattaligini, ya'ni n_{vo_2} ni qo'yamiz, uning oxiridan esa $a_{BO_2}^{\tau}$ vektorning yo'nalish chizig'ini o'tkazamiz. Bu vektorlarni yo'nalishi birinchi tenglamadagi mulohazalardan foydalanib o'tkaziladi. a_{BA}^{τ} va $a_{BO_2}^{\tau}$ vektorlarning yo'nalish chiziqlari kesishgan nuqtada biz izlagan b nuqta yotadi. S_2 va S_3 nuqtalarning tezlanishlar planidagi holati tezliklar plani qurishda yuritilgan mulohazalardan foydalanib topiladi.

Tezlanishlar planidan quyidagi noma'lumlarni aniqlaymiz:

$$a_B = \pi b \cdot \mu_a m/s^2; \quad a_{BO_2} = a_B; \quad \varepsilon_3 = \frac{a_{BO_2}^{\tau}}{l_{BO_2}} \frac{1}{s^2}.$$

$$a_{BA}^{\tau} = \tau_{\theta a} \cdot \mu_a m/s^2; \quad a_{S_2} = \pi_{S_2} \cdot \mu_a m/c^2;$$

$$a_{BA} = a_{\theta} \cdot \mu_a m/c^2; \quad a_{S_3} = \pi_{S_3} \cdot \mu_a m/c^2;$$

$$a_{BO_2}^{\tau} = \tau_{BO_2} \cdot \mu_a m/sc^2; \quad \varepsilon_2 = \frac{a_{BA}^{\tau}}{l_{AB}} \frac{1}{s^2};$$

$\pi b, \tau_{\theta a}, a_{\theta}, \tau_{\theta O_2}, \pi_{S_2}, \pi_{S_3}$ lar bevosita chizmadan o'lchab olinadi. ε_2 va ε_3 lar ikkinchi va uchinchi zvenolarning burchak tezlanishlari bo'lib, ularning yo'nalishi $\tau_{\theta a}$ va $\tau_{\theta O_2}$ vektorlarni xayolan B nuqtaga qo'yish orqali aniqlanadi. Bu urinma tezlanish vektorlari qaysi tomonga yo'nalsa burchak tezlanishlari ham usha tomonga yo'naladi.

16.5 Relative-Motion Analysis: Velocity

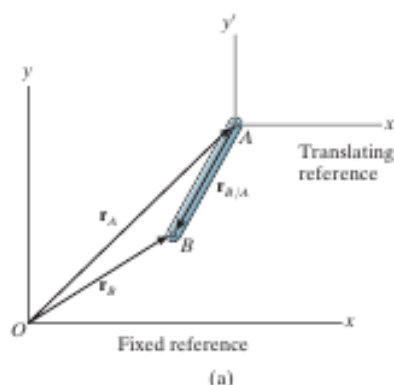


Fig. 16-11

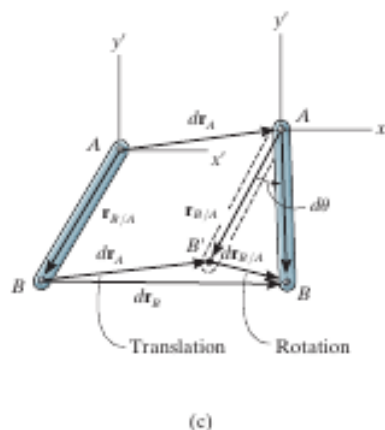
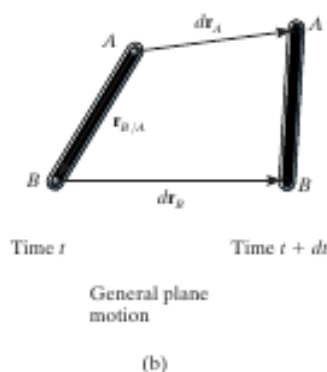
The general plane motion of a rigid body can be described as a combination of translation and rotation. To view these "component" motions *separately* we will use a *relative-motion analysis* involving two sets of coordinate axes. The x, y coordinate system is fixed and measures the *absolute* position of two points A and B on the body, here represented as a bar, Fig. 16-11a. The origin of the x', y' coordinate system will be attached to the selected "base point" A , which generally has a *known* motion. The axes of this coordinate system *translate* with respect to the fixed frame but do not rotate with the bar.

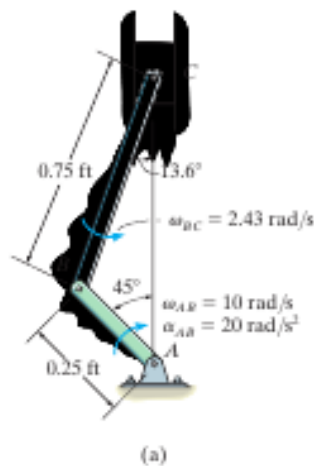
Position. The position vector $\mathbf{r}_A$ in Fig. 16-11a specifies the location of the “base point” A , and the relative-position vector $\mathbf{r}_{B/A}$ locates point B with respect to point A . By vector addition, the *position* of B is then

$$\mathbf{r}_B = \mathbf{r}_A + \mathbf{r}_{B/A}$$

Displacement. During an instant of time dt , points A and B undergo displacements $d\mathbf{r}_A$ and $d\mathbf{r}_B$ as shown in Fig. 16-11b. If we consider the general plane motion by its component parts then the *entire bar first translates* by an amount $d\mathbf{r}_A$ so that A , the base point, moves to its *final position* and point B moves to B' , Fig. 16-11c. The bar is then *rotated* about A by an amount $d\theta$ so that B' undergoes a *relative displacement* $d\mathbf{r}_{B/A}$ and thus moves to its final position B . Due to the rotation about A , $d\mathbf{r}_{B/A} = r_{B/A} d\theta$, and the displacement of B is

$$\begin{array}{lcl} d\mathbf{r}_B = & d\mathbf{r}_A + & d\mathbf{r}_{B/A} \\ | & | & | \\ & \text{due to translation of } A & \text{due to rotation about } A \\ \text{due to translation and rotation} & & \end{array}$$





The crankshaft AB turns with a clockwise angular acceleration of 20 rad/s^2 , Fig. 16-31a. Determine the acceleration of the piston at the instant AB is in the position shown. At this instant $\omega_{AB} = 10 \text{ rad/s}$ and $\omega_{BC} = 2.43 \text{ rad/s}$. (See Example 16.12.)

SOLUTION (VECTOR ANALYSIS)

Kinematic Diagram. The kinematic diagrams for both AB and BC are shown in Fig. 16-31b. Here $\mathbf{a}_C$ is vertical since C moves along a straight-line path.

Acceleration Equation. Expressing each of the position vectors in Cartesian vector form

$$\mathbf{r}_B = \{-0.25 \sin 45^\circ \mathbf{i} + 0.25 \cos 45^\circ \mathbf{j}\} \text{ ft} = \{-0.177 \mathbf{i} + 0.177 \mathbf{j}\} \text{ ft}$$

$$\mathbf{r}_{C/B} = \{0.75 \sin 13.6^\circ \mathbf{i} + 0.75 \cos 13.6^\circ \mathbf{j}\} \text{ ft} = \{0.177 \mathbf{i} + 0.729 \mathbf{j}\} \text{ ft}$$

Crankshaft AB (rotation about a fixed axis):

$$\begin{aligned} \mathbf{a}_B &= \boldsymbol{\alpha}_{AB} \times \mathbf{r}_B - \omega_{AB}^2 \mathbf{r}_B \\ &= (-20 \mathbf{k}) \times (-0.177 \mathbf{i} + 0.177 \mathbf{j}) - (10)^2(-0.177 \mathbf{i} + 0.177 \mathbf{j}) \\ &= \{21.21 \mathbf{i} - 14.14 \mathbf{j}\} \text{ ft/s}^2 \end{aligned}$$

Connecting Rod BC (general plane motion): Using the result for $\mathbf{a}_B$ and noting that $\mathbf{a}_C$ is in the vertical direction, we have

$$\begin{aligned} \mathbf{a}_C &= \mathbf{a}_B + \boldsymbol{\alpha}_{BC} \times \mathbf{r}_{C/B} - \omega_{BC}^2 \mathbf{r}_{C/B} \\ a_C \mathbf{j} &= 21.21 \mathbf{i} - 14.14 \mathbf{j} + (\alpha_{BC} \mathbf{k}) \times (0.177 \mathbf{i} + 0.729 \mathbf{j}) - (2.43)^2(0.177 \mathbf{i} + 0.729 \mathbf{j}) \\ a_C \mathbf{j} &= 21.21 \mathbf{i} - 14.14 \mathbf{j} + 0.177 \alpha_{BC} \mathbf{j} - 0.729 \alpha_{BC} \mathbf{i} - 1.04 \mathbf{i} - 4.30 \mathbf{j} \\ 0 &= 20.17 - 0.729 \alpha_{BC} \\ a_C &= 0.177 \alpha_{BC} - 18.45 \end{aligned}$$

Solving yields

$$\alpha_{BC} = 27.7 \text{ rad/s}^2 \curvearrowright$$

$$a_C = -13.5 \text{ ft/s}^2$$

Ans.

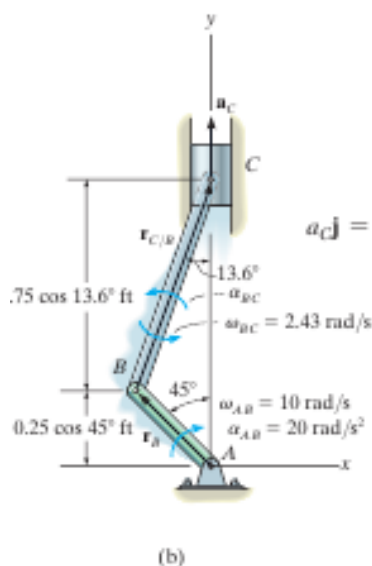


Fig. 16-31

NOTE: Since the piston is moving upward, the negative sign for a_C indicates that the piston is decelerating, i.e., $\mathbf{a}_C = \{-13.5 \mathbf{j}\} \text{ ft/s}^2$. This causes the speed of the piston to decrease until AB becomes vertical, at which time the piston is momentarily at rest.

21.MAVZU

MEXANIZMLAR DINAMIKASI. KINETOSTATIKA.

Reja:

- 1..Mexanizmlarga ta'sir qiluvchi kuchlar.
- 2.Mashina agregatining harakat tenglamasi.
- 3.Mexanizmlarni kinetostatik tahlil qilish.
- 4.Muvozanatlovchi kuchni N. E. Jukovskiy usuli bilan topish.

Adabiyotlar: 15,16,17,18.

Tayanch iboralar: harakatlantiruvchi kuchlar, foydali qarshilik kuchlari, zararli qarshilik kuchlari, inersiya kuchlari, og'irlik kuchlari, harakat davrlari, yurgizib yuborish davri, barqaror ishlash davri, to'xtatish davri, kinetostatika, kuch masshtabi, kuch ko'pburchagi, muvozanatlovchi kuch, N.E.Jukovskiy usuli.

Mashina va mexanizmlarning chidamliligini oshirish, sarflanadigan xom ashyo va harakatga keltirish uchun zarur bo'lgan energiyani tejash, eng muhim mashinalarning ish unumini oshirishda ularning dinamikasini o'rganish muhim o'rin tutadi.

Mashinaga ta'sir qiluvchi kuchlar asosan quyidagi turlarga bo'linadi:

1. *Harakatlantiruvchi kuchlar* – bu kuchlarning yo'nalishi tezlik yo'nalishida bo'lib ularning bajargan ishi doimo musbat bo'ladi. Masalan ichki yonuv dvigatelida silindr ichidagi gazning porshenga bosim kuchini xarakterlanuvchi kuch ekanini ko'rsatish mumkin:

2. *Foydali qarshilik kuchlari* – mashina texnologik jarayonni amalga oshirishida paydo bo'ladigan kuchlar. Masalan metal yoki yog'ochni qirqichda paydo bo'ladigan kuchlarni foydali qarshilik kuchlari deyish mumkin;

3. *Zararli qarshilik kuchlari* - bu kuchlar mashinaning harakati davomida kinematik juftlar orasidagi ishqalanish kuchlari yoki tashqi muxit ta'sir kuchlaridir (masalan havo, suv va x. k);

4. *Og'irlik kuchlari* - mashina qismlarining, zvenolarining og'irligidan paydo bo'ladi;

5. *Inertsia kuchlari* – tezlikning o'zgarishida zvenolarda paydo bo'ladigan kuchlar;

6. *Elastiklik kuchlari* – bu kuchlar zvenolarning deformatsiyalanishi natijasida vujudga keladi.

Yuqoridagi kuchlardan foydali qarshilik kuchlari, zararli qarshilik kuchlari va inertsia kuchlarining bajargan ishlari doimo manfiy bo'ladi. Og'irlik va elastiklik kuchlari davriy harakatda ham musbat, ham manfiy bo'lishi mumkin. Shu sababdan davriy harakatdagi ba'zi mashinalarni hisoblashda ular e'tiborga olinmaydi.

MASHINA AGREGATINING HARAKAT TENGLAMASI. HARAKAT DAVRLARI

Mashinaning harakat tenglamasini jonli kuchlar, yani kinetik energiya orqali ifodalash mumkin. Kinetik energiyaning o'zgarishi barcha kuchlarning bajargan ishlarining yig'indisiga teng bo'ladi. Moddiy nuqta uchun:

$$\frac{m_i v_i^2}{2} - \frac{m_i v_0^2}{2} = W_i$$

Sistema uchun quyidagini yozish mumkin:

$$\sum_{i=1}^n \frac{m_i V_i^2}{2} - \sum_{i=1}^n \frac{m_i V_0^2}{2} = \sum_{i=1}^n \int p \cdot ds \cos(p \wedge ds);$$

yoki

$$\sum_{i=1}^n \frac{m_i V_i^2}{2} - \sum_{i=1}^n \frac{m_i V_0^2}{2} = W_h - W_{fq} - W_{zq} - W_i \pm W_G \pm W_e$$

Bu yerda:

W_h - harakatlantiruvchi kuchlarning bajargan ishi;

W_{fq} - foydali qarshilik kuchlarining bajargan ishi;

$W_{z,q}$ - zararli qarshilik kuchlarning bajargan ishi;

W_G - og'irlik kuchlarning bajargan ishi;

W_u - inertsia kuchlarining bajargan ishi;

W_e - elastiklik kuchlarining bajargan ishi.

Agar mashinani davriy harakatda deb qarab, og'irlik va elastiklik kuchlarini bajargan umumiy ishini 0 ga teng deb olsak va inertsia kuchlarini zararli qarshilik kuchlari bilan birga hisoblasak yuqoridagi tenglama quyidagi ko'rinishga keladi:

$$\sum_{i=1}^n \frac{m_i V_i^2}{2} - \sum_{i=1}^n \frac{m_i V_0^2}{2} = W_h - W_{fq} - W_{zq}$$

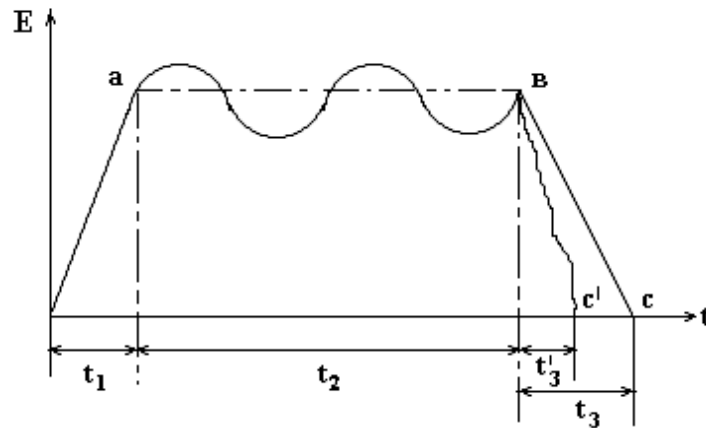
Bu tenglama mashinaagregatining asosiy tenglamasidir. Bu tenglama mashinaagregatining harakat davrlariga qarab quyidagi ko'rinishlarni olishi mumkin.

Mashinaagregatining harakatini uchta asosiy davrga bo'lish mumkin:

1. Mashinani yurgizib yuborish davri t_1 (0-a) (8.1 – shakl);
2. Mashinaning barqaror ishlash davri t_2 (a-b);
3. Mashinaning to'xtatish davri t_3 (b-s).

Mashinani yurgizib yuborish davrida boshlang'ich tezlik 0 ga teng bo'ladi, yani $V_0 = 0$ u holda quyidagini yozaolamiz:

$$\sum_{i=1}^n \frac{m_i V_0^2}{2} = 0$$



8.1- shakl.

Mashina agregatining harakat tenglamasi quyidagi ko'rinishga keladi:

$$\sum_{i=1}^n \frac{m_i V_i^2}{2} = W_h - W_{fq} = W_{zq} \text{ yoki } W_h = W_{fq} + W_{zq} + \sum_{i=1}^n \frac{m_i V_i^2}{2}$$

Demak, mashinani yurgizib yuborish davrida harakatlantiruvchi kuchlar bajargan ish zararli va foydali qarshilik kuchlari bajargan ishdan katta bo'lishi zarur, chunki harakatlantiruvchi kuchlar bajargan ishning bir qismi mashina harakatlanuvchi qismlarini normal tezlikka erishuvini ta'minlashga sarflanishi kerak bo'ladi.

Mashinaning barqaror ishlash davrida tezlik o'zgarmas bo'ladi, yani: $V_0 = V_i = V$ bundan kinetik energiyaning orttirmasi 0 ga tengligi kelib chiqadi:

$$\sum_{i=1}^n \frac{m_i V_i^2}{2} - \sum_{i=1}^n \frac{m_i V_0^2}{2} = 0$$

U holda mashina agregatining harakat tenglamasi quyidagi ko'rinishni oladi:

$$W_x - W_{fq} - W_{z,q} = 0 \quad \text{yoki} \quad W_h = W_{f,q} + W_{z,q}$$

Demak, mashinaning barqaror ishlash davrida harakatlantiruvchi kuchlar bajargan ish zararli va foydali qarshilik kuchlari bajargan ishga teng bo'lar ekan.

Mashina agregatining to'xtash davrida oxirgi tezlik 0 ga teng bo'ladi, yani $V_i = 0$ bu holda quyidagini yozish mumkin:

$$\sum_{i=1}^n \frac{m_i V_i^2}{2} = 0 \quad \text{yoki} \quad W_x - W_{f,q} - W_{z,q} = - \sum_{i=1}^n \frac{m_i V_0^2}{2}$$

Bundan $W_x > W_{f,k} + W_{z,k}$ ekanligini, yani harakatlantiruvchi kuchlar bajargan ishi foydali va zararli qarshilik kuchlari bajargan ishdan katta ekanligi kelib chiqadi, lekin

to'xtash davrida $W_h=0$; $W_{fq}=0$ bo'lishi kerak. U holda mashina agregatining to'xtash davridagi harakat tenglamasi quyidagi ko'rinishga keladi:

$$W_{z,q} = \sum_{i=1}^n \frac{m_i V_0^2}{2}$$

Demak, to'xtash davrida harakat vaqtida to'plangan kinetik energiya zararli qarshilik kuchlari bajargan ishni engishga sarflanar ekan. Bundan, zararli qarshilik kuchlarini oshirib mashinani tezrok to'xtatish mumkin degan xulosa kelib chiqadi (masalan tormozlash yo'li bilan). 8.1 – shaklda suniy tormozlash yo'li bilan t_3 vaqtini t_3^1 gacha qisqartirish mumkinligi ko'rsatilgan (b-s' chiziq).

MEXANIZMLARNI KINETOSTATIK TAHLIL QILISH

Mashina dinamikasini o'rganishda kinetostatika keng qo'llanadi. Bu usul Dalamber prinsipiga asoslangan bo'lib, muvozanatdagi dinamika deb qarash mumkin, yani sistemaga ta'sir qiluvchi barcha kuchlarga inertsia kuchlari qo'shilsa shu onda sistemani muvozanatda deb qarash mumkin.

Quyida mexanizmni kinetostatik tahlil qilishni kirivoship shatunli mexanizm misolida ko'rib chiqamiz. Buning uchun avvalo mexanizmni kinematik sxemasi va shu holatga mos kelgan tezlanishlar planini quramiz. Agar berilgan mexanizm avval kinematik tahlil qilingan bo'lsa, shu tahlildan mexanizmning kinematik sxemasi va tezlanish plani ko'chirib chiziladi. 8.2 – shaklda krivoship – shatunli mexanizmning kinematik sxemasi va tezlanishlar plani keltirilgan. (8.2 – shakl a,b).

Kinetostatik tahlil qilish – mexanizm zvenolarining inertsia kuchlarini ham hisobga olgan holda, kinematik juftlardagi tayanch reaksiya kuchlarini aniqlash demakdir. Krivoship – shatunli mexanizmning sxemasidagi mos nuqtalarga mos tashqi va inertsia kuchlarini qo'yamiz. Buning uchun avval aniqlanishi mumkin bo'lgan kuchlarning kattaliklarini aniqlab olamiz.

Zvenolarning inertsia kuchlari va momentlarini aniqlaymiz:

$$P_{u2} = -m_2 \cdot a_{s2}, N$$

$$P_{u3} = -m_3 \cdot a_{s3} = -m_3 \cdot a_B, N;$$

$$M_{u2} = -J_{s2} \cdot E_2, N \cdot M$$

Inertsia kuchlarini aniqlashda manfiy ishora inertsia kuchlarining tezlanishga teskari yo'nalganligini bildiradi. Krivoshipning inertsia kuchi va momenti 0 ga teng, chunki uning og'irlik markazi 0 nuqtada yotadi (binobarin $a_0=0$), burchak tezligi esa o'zgarmas, chunki masala shartida asosan $\omega_i = const$ deb beriladi. Shuning uchun $\varepsilon_i = 0$; $M_{u1}=0$ bo'ladi.

Zvenolarning og'irlik kuchlarini aniqlaymiz:

$$G_1 = m_1 \cdot g, N$$

$$G_3 = m_3 \cdot g, N$$

$$G_2 = m_2 \cdot g, N$$

G_1 ni 0 nuqtaga, G_2 ni S_2 nuqtaga va G_3 ni B nuqtaga shuningdek P_{u2} ni a_{s2} ga parallel qilib faqat unga qarama qarshi tomonga qaratib S_2 nuqtaga va P_{u3} ni a_B ga parallel unga teskari tomonga qaratib B nuqtaga qo'yamiz. M_{u2} ni S_2 nuqtaatrofiga E_2 ga teskari tomonga yo'naltiramiz. Mexanizmda 2 – 3 Assur guruhini ajratib olamiz (8.2 – shakl b). Mos nuqtalarga mos og'irlik va inertsia kuchlarini qo'yamiz. Bnuqtada 3 – zvenoni tayanchdan, yani 4 – zvenodan ajratib oldik, shuning uchun bu nuqtaga 4 – zvenoning 3 – zvenoga ta'sirini tayanch reaksiya kuchi bilan almashtirishimiz kerak. Bu tayanch reaksiya kuchi Y o'qiga perpendikulyar yo'nalgan bo'ladi, lekin qaysi tomonga yo'naladi va moduli qancha ekanligi nomalum, binobarin bu kuch topilishi kerak. Xozircha ixtiyoriy tomonga, aytaylik o'ng tomonga yo'naltiramiz.

A nuqtada 2 – zveno 1 – zvenodan ajratib olindi, bu nuqtadagi tayanch turi silindrik sharnir bo'lganligi uchun uni ikkita tashkil etuvchiga ajratib olamiz $\begin{pmatrix} \bar{R}_{12}^n & \bar{R}_{12}^r \end{pmatrix}$

masalani yechimini osonlashtirish uchun $\bar{R}_{12}^n$ kuchni shatun o`qi bo`ylab yo`naltiramiz. V nuqtaga nisbatan barcha kuchlarni momentlarini yig`indisini 0 ga tenglaymiz.

$$\sum M_B(F_i) = R_{12}^\tau \cdot AB - P_{u2} \cdot h_{pu2} + G_2 \cdot h_{c2} - M_{u2} = 0$$

$$R_{12}^\tau = \frac{P_{u2} \cdot h_{pu2} - G_2 \cdot h_{c2} + M_{u2}}{AB}, N$$

bunda h_{pi2}, h_{G2} va AB lar bevosita chizmadan o`lchab olinadi va metrga aylantirib qo`yiladi, chunki M_{i2} ning birligi $N \times M$. Qolgan R_{12}^p va R_{43} tayanch kuchlarini topish uchun kuchlar ko`pburchagidan foydalanamiz. 2 – 3 guruhining muvozanat sharti quyidagicha (barcha kuchlarning geometrik yig`indisi 0 ga teng bo`lishi kerak):

$$\vec{R}_{43} + \vec{G}_2 + \vec{G}_3 + \vec{P}_{u2} + \vec{P}_{u3} + \vec{R}_{12}^\tau + \vec{R}_{12}^n = 0$$

Ushbu formulaga e`tibor berilsa, u noma`lum R_{43} kuchdan boshlanib, noma`lum  $R_{12}^n$  kuch bilan tugayapti. Shunday qilinsagina kuch ko`pburchagini grafik usulda echish mumkin bo`ladi.

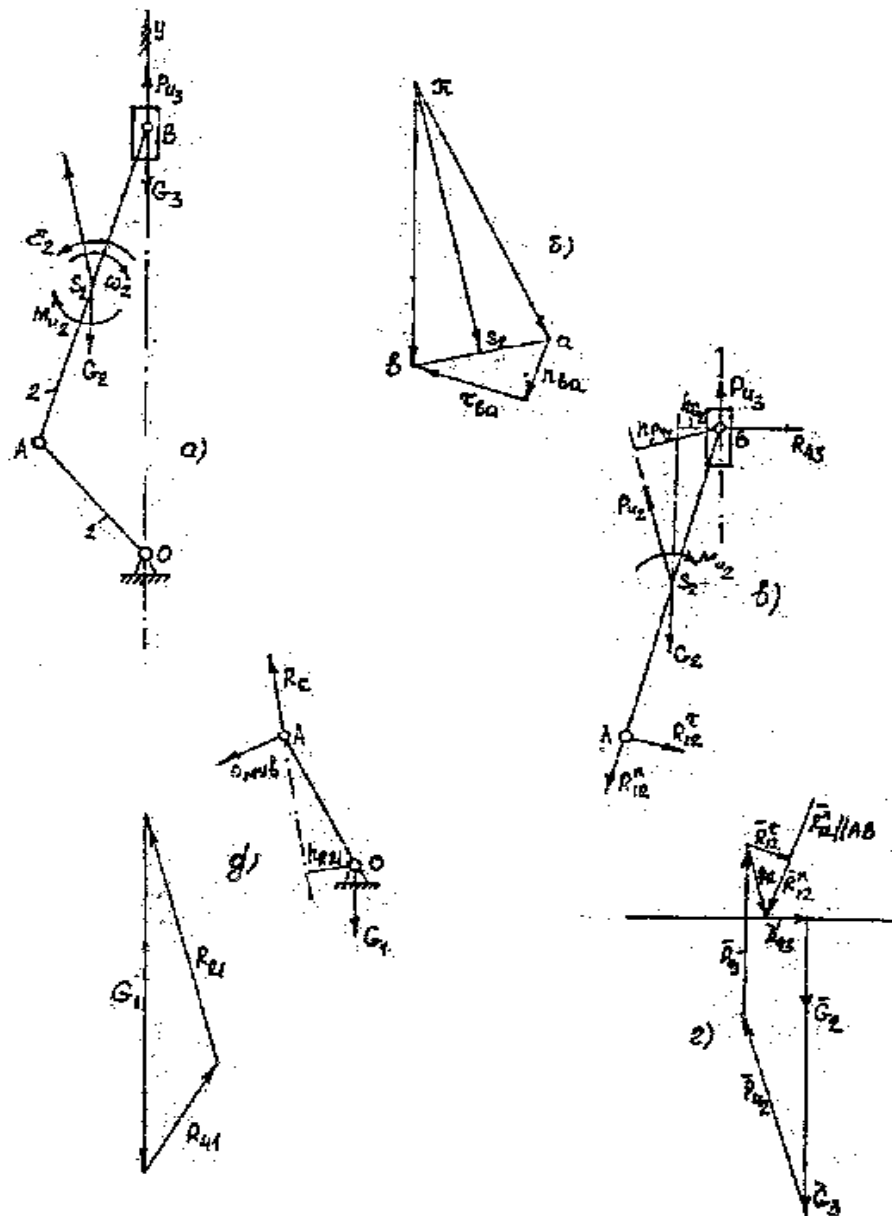
Kuch masshtabi tanlaymiz:

$$\mu_p = \frac{P_{u2}}{\bar{P}_{u2}} \left[\frac{N}{MM} \right]$$

Bu yerda $\bar{P}_{u2} - P_{u2}$ ning chizmadagi ifodasi bo`lib, kattaligi chizma tekisligi o`lchamlariga qarab ixtiyoriy tanlab olinadi. Masshtab tanlashda faqat R_{12} emas ixtiyoriy ma`lum kuch olinishi mumkin.

Qolgan malum kuchlarning chizmadagi ifodalarini aniqlaymiz:

$$\bar{G}_2 = \frac{G_2}{\mu_p}, MM; \quad \bar{P}_{u3} = \frac{P_{u3}}{\mu_p}, MM; \quad \bar{G}_3 = \frac{G_3}{\mu_p}, MM; \quad \bar{R}_{12}^\tau = \frac{R_{12}^\tau}{\mu_p}, MM.$$



8.2-shakl

Endiyuqoridagimuvozanatshartidagikuchlarketma-ketliginisqaqlaganholda kuchko'pburchaginichizamiz. Dastavval R_{43} ning yo'nalish chizigini o'tkazamiz. Bu chiziqda ixtiyoriy nuqta tanlab $\bar{G}_2, \bar{G}_3, \bar{P}_{u2}, \bar{P}_{u3}$ va R_{12}^r larning chizmadagi kattaliklarini yo'nalishlarini saqlagan holda qo'yib chiqamiz (8.2 – shakl r). Agar yuqoridagi hisoblashlarda R_{12}^r ning ishorasi manfiy chiqsa, uni teskari tomonga yo'naltirish zarur bo'ladi. R_{12}^r tugagan nuqtadan R_{12}^n ni qo'yishimiz kerak, bu kuchning faqat yo'nalish chizig'i ma'lum (AB ga parallel). Demak AB ga parallel chiziq o'tkazamiz, bu chiziq, R_{43} kuchning yo'nalish chizigi bilan kesishgan nuqtada kuch ko'pburchagi yopiladi. Muvozanat sharti ham shunday, kuchlarning teng ta'sir etuvchisi 0 ga teng bo'lishi uchun shu kuchdan tuzilgan kuch ko'pburchagi yopiq

bo'lishi kerak. Vektorlar ketma-ketligidan foydalanib R_{12}^n va R_{43} larning yo'nalishini belgilaymiz (bir nuqtada ikki vektorning oxiri yoki boshi tutashmasligi kerak). R_{12}^n ning boshi bilan R_{12}^p ning oxirini tutashtirsak umumiy R_{12} kuchni hosil qilamiz. Chizilgan kuch ko'pburchagidan noma'lum kuchlarning kattaliklarini topamiz:

$$R_{43} = \bar{R}_{43} \cdot \mu_p, N \quad R_{12}^n = \bar{R}_{12}^n \cdot \mu_p, N; \quad R_{12} = \bar{R}_{12} \cdot \mu_p, N.$$

Endi yetaklovchi zveno va tayanchni, ya'ni 1 – 4 guruhni ajratib olamiz.

A nuqtaga 2 – zvenoning 1 – zvenoga ta'sirini qo'yishimiz kerak. Bu kuch R_{21} deb belgilanadi va u quyidagi munosabatdan topiladi:

$$R_{21} = -R_{12}; \quad |R_{21}| = |R_{12}|$$

Ya'ni 2- zvenoning 1- zvenoga ta'siri modul jihatidan, 1- zvenoning 2- zvenoga ta'sir kuchiga teng, faqat qarama-qarshi yo'nalgan bo'ladi. 1-4 guruhning muvozanat shartini yozamiz:

$$\vec{R}_{21} + \vec{G}_1 + \vec{R}_{41} = 0$$

Bu munosabatdan R_{41} tayanch reaksiya kuchini aniqlashimiz kerak. Buning uchun kuch ko'pburchagini quramiz. Kuch masshtabi tanlaymiz:

$$\mu_p = \frac{R_{21}}{\bar{R}_{21}} \left[\frac{N}{MM} \right];$$

G_1 - kuchning chizmadagi ifodasini topamiz:

$$\bar{G}_1 = \frac{G_1}{\mu_p}, MM$$

$\bar{R}_{21}$ va $\bar{G}_1$ kuchlarni chizmadagi ifodalarini yo'nalishlarini saqlagan holda qo'yamiz (3.2 –shakl d). Oxirgi $\bar{R}_{41}$ kuch bu ko'pburchakning yopuvchisi bo'lishi kerak, shuning uchun $\bar{G}_1$ ning oxirini $\bar{R}_{21}$ ning boshi bilan tutashtiramiz va $\bar{R}_{41}$ ni chizmadagi kattaligini hosil qilamiz. Uninghaqiqiykattaligini quyidagicha topamiz:

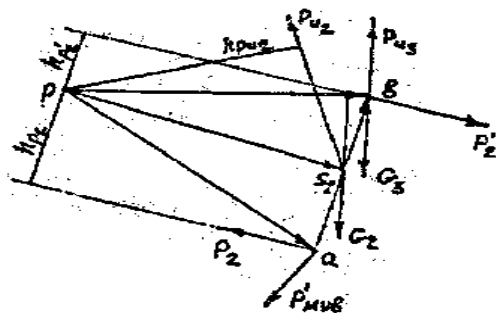
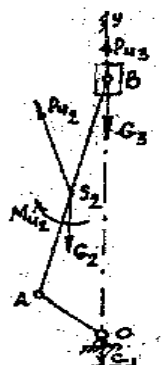
$$R_{41} = \bar{R}_{41} \cdot \mu_p, N$$

MUVOZANATLOVCHI KUCHNI ANIQLASH

Mexanizmda yuzaga kelayotgan inertsia kuchlari natijasida tayanch reaksiya kuchlari xaddan ziyod oshib ketsa mexanizm ishdan chiqishi mumkin. Shuning uchun barcha tez harakatlanuvchi krivoship – shatunli mexanizmlarda krivoshipning A nuqtasiga muvozanatlovchi kuch P_{my8} qo'yiladi. Uning kattaligini topish uchun barcha kuchlarning 0 nuqtaga nisbatan momentlarining yig'indisi 0 ga tenglanadi. P_{my8} A nuqtaga OA ga perpendikulyar qilib qo'yiladi.

$$M_0(F_i) = P_{my8} \cdot OA - R_{21} \cdot h_{R21} = 0 \quad P_{my8} = \frac{R_{21} \cdot h_{R21}}{OA}, N$$

h_{R21} va OA lar bevosita chizmadan o'lchab olinadi.



Muvozanatlovchi kuchni mexanizmni kinetostatik tahlil qilmasdan ham aniqlash mumkin, ya'ni mexanizmin kinematik juftlaridagi tayanchreaksiya kuchlarini aniqlamasdan ham muvozanatlovchi kuchni topish mumkin. Buni birinchi marta rus professori N. E. Jukovskiy tomonidan taklif qilingan bo'lib, "**Jukovskiy usuli**" deb ataladi. Bu usulda muvozanatlovchi kuchni topish uchun 90° ga burilgan tezlik plani quriladi, mos nuqtalarga mos tashqi va inertsia kuchlari qo'yiladi. Zvenoning inertsia momenti ikkita kuchga ya'ni juftga ajratiladi va zvenoning tezliklar planidagi ikkita nuqtasiga qo'yiladi (8.3 shakl). A nuqtasiga R_a ga perpendikulyar qilib

P_{myg}^1 muvozanatlovchi kuch qo'yiladi va barcha kuchlarning Qytb R nuqtaga nisbatan momentlarining yig'indisi 0 ga tenglanadi:

$$P_{u2} \cdot h_{pu2} + P_{u3} \cdot h_{pu3} - P_{myg}^1 \cdot Pa - P_2 \cdot h_{p2} - P_2^1 \cdot h_{p2} - G_2 \cdot h_{G2} - G_3 \cdot P_6 = 0$$

Bu munosabatdan R_{myg}^1 hisoblab topiladi:

$$P_{myg}^1 = \frac{P_{u2} \cdot h_{pu2} + P_{u3} \cdot P_6 - P_2 \cdot h_{p2} - P_2^1 \cdot h_{p2} - G_2 \cdot R_{G2} - G_3 \cdot P_6}{Pa}, N$$

Barcha kuchlarning yelkalari bevosita chizmadan o'lchab olinadi.

Muvozanatlovchi kuchning qanchalik aniq topilganligini bilish maqsadida ikki usulda aniqlangan muvozanatlovchi kuchlar bir-biriga solishtiriladi. Xatolik 5% dan oshmasligi kerak:

$$\Delta = \frac{P_{myg} - P_{myg}'}{P_{myg}} \cdot 100\%$$

23 MAVZU

MEXANIZMLARNI LOYIHALASH ASOSLARI. MUSHTCHALI MEXANIZMLARNI TAHLIL QILISH VA LOYIHALASH

Reja:

1. Mexanizmlarni loyihalash asoslari.
2. Mushtchali mexanizmlarning turlari.
3. Mushtchali mexanizmlarni tahlil qilish va loyihalash.

Adabiyotlar: 15,16,17,18.

Tayanch iboralar: Mushtchali mexanizmlar, tahlil qilish va loyihalash, aksial va dezaksial, o'tkir uchli, rolikli, tarelkasimon to'rtkichlar, mushtchani sirti profili, diagrammalar, differensiallash va integrallash.

MEXANIZMLARNI LOYIHALASH ASOSLARI

Biz yuqorida mexanizmlarni tahlil qilishni ko'rib chiqdik, ya'ni mexanizmning tuzilishi va yetaklovchi zvenoning harakat qonuni berilgan holda qolgan zvenolarning harakat qonunlarini aniqlash, shuningdek mexanizm zvenolariga ta'sir qiluvchi tashqi

kuchlar, inertsia kuchlari va kinematik juftlarga ta'sir qiladigan tayanch reaksiya kuchlarining o'zgarishini ko'rib chiqdik. Demak **tahlil** – tayyor mexanizمنى qonuniyatlarini tekshirishdir.

Mexanizm va mashinalarni o'rganishda ularni loyihalash masalasi ham asosiy masalalardan hisoblanadi. **Loyihalash**-talab etilgan qonuniyatni bajara oladigan mexanizm yoki mashina yaratish demakdir. Loyihalash mexanizm va mashinalar nazariyasida sintez deb yuritiladi. Ushbu mulohazalardan ko'rinib turibdiki tahlil qilish va loyihalash bir-biriga teskari masalalardir. Tahlil qilishga qaraganda loyihalash ancha murakkab bo'lib bir necha bosqichlarni o'z ichiga oladi.

Loyihalashning birinchi bosqichida berilgan yoki talab etilayotgan qonuniyatni bajara oladigan mexanizmning kinematik sxemasini yaratish masalasi amalga oshiriladi. Mashina va mexanizmlar nazariyasidan aynan ana shu masala hal etiladi va **sintez** deb yuritiladi.

Loyihalashning ikkinchi bosqichida mexanizmning konstruktiv shakllari, mustahkamligi, FIKning yuqori bo'lishi va ishonchliligi masalalari hal etiladi.

Uchinchi bosqichda esa loyihalanayotgan mexanizmning texnologik va texnik-iqtisodiy ko'rsatkichlari asoslanadi.

Yuqorida aytganimizdek mexanizm va mashinalar nazariyasida faqatgina loyihalashning birinchi bosqichi, ya'ni mexanizmlar sintezi hal etiladi.

Mexanizmning ta'rifidan kelib chiqqan holda sintezda quyidagi masalalar hal etiladi deyish mumkin:

1. Bir o'q atrofidagi aylanma harakatni boshqa o'q atrofidagi aylanma harakatga aylantirish:

2. Bir o'q atrofidagi aylanma harakatni boshqa bir to'g'ri chiziqli harakatga aylantirish:

3. To'g'ri chiziqli harakatni aylanma harakatga aylantirish:

4. To'g'ri chiziqli harakatni to'g'ri chiziqli harakatga aylantirish:

5. Mexanizm nuqtalaridan birini talab qilingan trayektoriyaga solish.

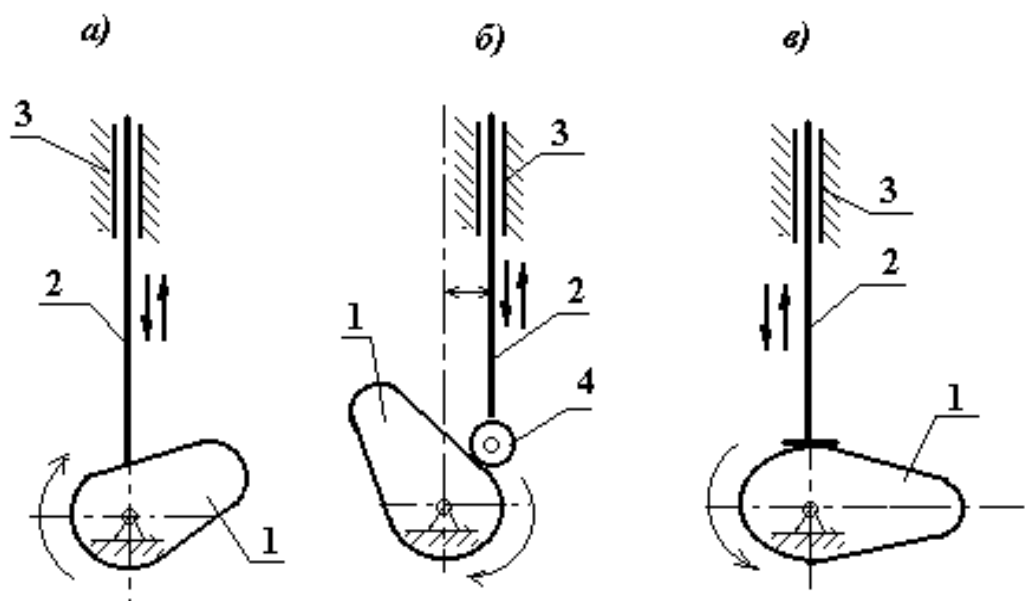
MUSHTCHALI MEXANIZMLAR. MUSHTCHALI MEXANIZMLARNI TAHLIL QILISH VA LOYIHALASH

Mushtchali mexanizmlar yordamida yetaklovchi zvenoning doimiy aylanma harakatini yetaklanuvchi zvenoning ilgarilanma – qaytar harakatiga yoki tebranma harakatiga aylantirish va yetaklanuvchi zvenoning istalgan oldindan belgilangan vaziyatda to'xtatib turish va yurgizib yuborish mumkin. Bunday mexanizmlar ayniqsa avtomat – mashinalarda yaxshi natija beradi va texnikaning turli sohalarida keng ishlatilmoqda. Mushtchali mexanizmning eng oddiy ko'rinishi 4.1–shaklda keltirilgan, u uchta zvenodan iborat: mushtcha-I, Turtkich-2, tayanch- 3.

Mushtchaning yon sirti murakkab shaklda bo'lib to'rtgichning amaldagi belgilangan qonuniyat asosida harakat qilishini ta'minlaydi.

Turtgichning qaytar harakati ma'lum bir kuch (prujina) yordamida amalga oshiriladi.

Bu kuchning kattaligi mexanizmning ishlash tartibiga, Quvvatiga qarab belgilanadi.



9.1 – shakl.

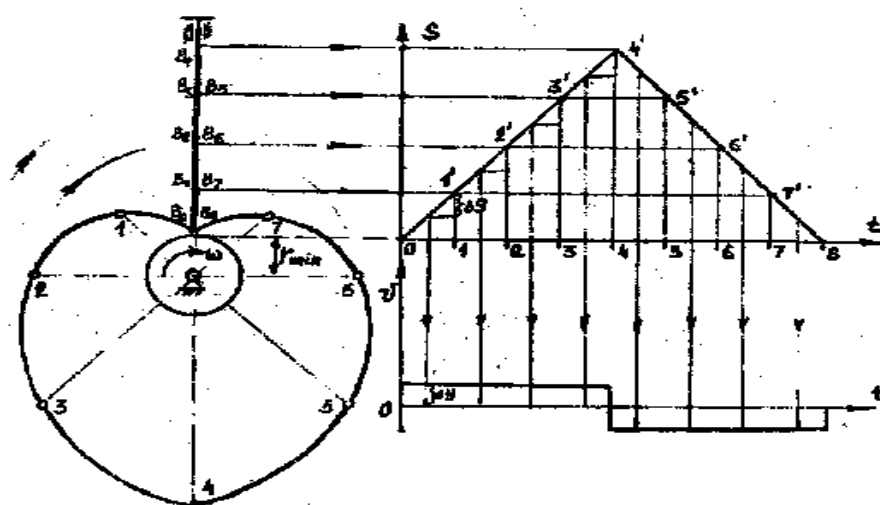
Turtgichning mushtchagacha tegib turgan uchi ignasimon tarelkasimon yoki rolikli bo'lishi mumkin. Katta quvvatli mexanizmlarda uchi ignasimon turtgich ishlatib bo'lmaydi, chunki mushtcha sirti tez yeyilishi mumkin.

Mushtchali mexanizm ham aksial (9.1 shakl a,v) yoki dezaksial (9.1 shakl b), shuningdek tekis yoki fazoviy bo'lishi mumkin.

Mushtchali mexanizm asosan, mushtcha yetakchi zveno vazifasini bajaradi, lekin ba'zan turtgich ham yetakchi zveno bo'lishi mumkin. Qaysi zveno yetakchi bo'lishidan qat'iy nazar mushtchali mexanizmlarning tahlili va loyihasi bir xil bo'ladi.

Mexanizmnı tahlil qilishda uning o'lchamlari va yetakchi zvenoning harakat qonuniyati berilgan bo'ladi va qolgan zvenolarining kinematik harakteristikalarini topish talab etiladi. Loyihalashda esa berilgan harakat qonuniyatining bajarilishini ta'minlay oladigan mushtcha profili tuziladi. Loyiha kinematik yoki dinamik bo'lishi mumkin. Dinamik loyiha asolsan, tezyurar va aniqligi yuqori mushtchali mexanizmlar uchun bajariladi.

Quyida turtgichi o'tkir uchli aksial mushtchali mexanizmnı tahlil qilish va loyihalashni ko'rib chiqamiz.



9.2-shakl.

Tahlil qilish. Buning uchun berilgan mexanizmni chizma tekisligiga qarab biror masshtabda turtgichning eng pastga tushgan holati, ya'ni turtgich uchi mushtchaning minimal radiusiga tegib turgan holati uchun kinematik sxema chizib olinadi (9.2 shakl,a). So'ngra mushtcha biror bir burchak tezlik bilan aylantirilsa, turtgich ilgarilama-qaytar harakatda bo'ladi.

Turtgichning yo'l diagrammasini hosil qilish uchun mushtcha profili bir necha teng bo'lakka bo'lib olinadi. Buning uchun mushtcha minimal radius $r_{\min}$ bilan aylana chizib uni teng bo'laklarga bo'lish kifoya. Aytaylik bu aylana aylanish yo'nalishida sekin-asta bo'lingan burchakka burilganda turtgichning B_0 nuqtasi B_1 vaziyatni olganini ko'ramiz.

Keyingi burchakka burganimizda B_2 holatni oladi. Shu tariqa mushtcha bir to'liq aylanganida turtgich bir marta yuqoriga ko'tarilib qaytib tushadi va $B_0, B_1, B_2, \dots, B_8$ holatlarni sanab o'tadi.

B nuqtani ko'ndalangiga chizish uchun S_0t koordinata o'qlarini olib $0s$ tomonini mushtcha profili bo'lgan teng bo'laklarga, ya'ni 8 bo'lakka bo'lib, $0S$ koordinatalar o'qiga V nuqtaning holatlarini ko'chirib o'tamiz.

$B_0, B_1, B_2, \dots, B_8$ nuqtalardan gorizontal va absissa o'qidagi $0, 1, 2, \dots, 8$ vertikal nurlar chiqaramiz. Mos nurlar kesishgan nuqtalarni $1^1, 2^1, \dots, 7^1$ bilan belgilab ular tutashtirib chiqilsa turtgichning yo'l diagrammasi hosil qilinadi.

Turtgichning tezlik va tezlanish diagrammalari yo'l diagrammasini differensiallash yo'li bilan hosil qilinadi. Grafik differensialning bir necha usuli mavjud.

1. *Ordinalarni orttirish usuli:*

2. *Vatarlar usuli.*

Bu usullardan bittasini aytaylik ordinalarni orttirish usulini ko'rib chiqaylik.

Bu usulda yo'l grafigidan tezlik grafigini keltirib chiqarish uchun $1, 2, \dots, 7$ nuqtalardan qo'shni ordinata bilan kesishgunga qadar absissa o'qlariga parallel chiziqlar o'tkaziladi (9.2 shakl,b). Binobarin ordinalalar farqi - orttirma o'rtacha tezlikni beradi.

Turtgich V nuqtasining bir vaziyatidan ikkinchi vaziyatiga o'tishi uchun ketgan vaqt Δt grafikning qurilishiga ko'ra bir xil, chunki absissa o'qini teng bo'laklarga bo'lgan edik.

$$\Delta = m \cdot K_t [s] \qquad K_t = \frac{T}{L}$$

Bu yerda K_t vaqt masshtabi, m vaziyatlar o'rtasidagi masofa mm, T – davr, L – absissa o'qida olingan masofa.

Ikki oraliq orasidagi o'rtacha tezlik quyidagicha topiladi:

$$V_{23} = \frac{\Delta S_{23}}{\Delta t} = \frac{\Delta S_{23}}{m \cdot K_t} \left[\frac{M}{s} \right]$$

ΔS_{23} 2 va 3 ordinalarning farqi yoki 2 va 3 intervalda o'tilgan yo'l bo'lib, u quyidagicha topiladi:

$$\Delta S_{23} = (Y_3 - Y_2) K_s = \Delta Y_{23} \cdot K_s [M]$$

$$K_s = \frac{S_{\max}}{Y_{\max}} \text{ yo'l diagrammasining masshtabi}$$

$S_{\max}$ - turtgichning haqiqiy maksimal yo'li:

$U_{\max}$ - turtgichning chizmadagi maksimal yo'li:

u holda o'rtacha tezlik:

$$V_{23} = \frac{\Delta Y_{23} \cdot K_s}{m \cdot K_t} = \Delta Y_{23} \frac{K_s}{m \cdot K_t} \left[\frac{M}{s} \right] \quad (1)$$

$$\frac{K_s}{m \cdot K_t} \quad \text{o'zgaras miqdor bo'lgani uchun tezlikning qiymati faqatgina } \Delta V_{23}$$

ga bog'liq ekanligi kelib chiqadi. Shuning uchun hamma intervallarda ordinatalar farqi $\Delta Y_{01}, \Delta Y_{12}, \dots, \Delta Y_{78}$, larni olib, ular o'rtacha tezlikni berishini e'tiborga olib, yo'l diagrammasi ostidan tezlik diagrammasi uchun koordinata o'qi o'tkazamiz. Bu koordinata o'qida yo'l diagrammasidagi intervallar o'rtalariga to'g'ri keluvchi vertikal chiziqlar chiqarib, bu chiziqlarga tegishli ordinata o'rtirmalari ΔV larni qo'yamiz. Hosil bo'lgan $1^{11}, 2^{11}, 3^{11}, \dots, 8^{11}$ nuqtalarni o'zaro tutashtirsak tezlik diagrammasini hosil qilamiz.

Tezlik diagrammasiga qo'yilayotgan ordinata o'rtirmasi ΔV ni zarurat bo'lsa, ma'lum o'zgaras S kattalikka ko'paytirish yoki kamaytirish mumkin. Bunda masshtab o'zgaradi:

$$Y_g = \Delta Y \cdot C$$

$$V_{23} = Y_{g(23)} \cdot K_g = \Delta Y_{23} \cdot C \cdot K_g \quad (2)$$

(1) va (2) larning chap tomonlari teng o'ng tomonlarini tenglaymiz:

$$\Delta Y_{23} \cdot C \cdot K_g = \Delta Y_{23} \cdot \frac{K_s}{m \cdot K_t}$$

Bunda tezlik masshtabi quyidagicha topiladi:

$$K_g = \frac{K_s}{C \cdot m \cdot K_t}, \quad \left[\frac{\frac{M}{S}}{MM} \right]$$

Tezlanish diagrammasi tezlik diagrammasini grafik differensiallab hosil qilinadi. Bu ham xuddi tezlik diagrammasini qurishdagi kabi amalga oshiriladi.

Tezlanish masshtabi quyidagicha topiladi.

$$K_a = \frac{K_g}{C \cdot m \cdot K_t}, \quad \left[\frac{\frac{M}{S^2}}{MM} \right]$$

Loyihalash. Yetaklanuvchi zvenoning yo'l diagrammasi va mushtchaning minimal radiusi r_{min} berilgan. Loyihalash quyidagi tartibda amalga oshiriladi:

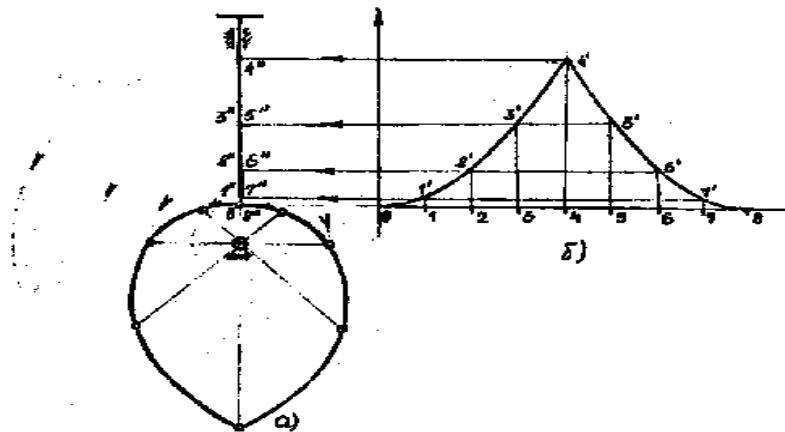
1. Tekislikda ixtiyoriy aylanish o'qi olinib r_{min} radius bilan aylana chiziladi;

2. Aylana sirtida turtkichning mushtcha bilan hosil qilgan nuqtasi – V belgilanadi. Shu nuqtada chizilgan aylanaga urinma o'tkaziladi va berilgan yo'l diagrammasi shu urinma ustiga chiziladi. Urinma diagrammaning absissalar o'qi bo'lib hisoblanadi (4.3–shakl, a).

3. Yo'l diagrammasi absissa o'qini va aylanani teng bo'laklarga masalan 8 bo'lakka bo'linadi. (4.3–shakl b). Yo'l diagrammasining absissalar o'qida hosil bo'lgan $1, 2, \dots, 8$ nuqtalaridan ordinata o'qiga parallel chiziqlar chiqariladi va ularni diagramma egri chizig'i bilan kesishgan nuqtalarini mos ravishda $1^1, 2^1, \dots, 8^1$ bilan belgilanadi. Bu nuqtalardan absissa o'qiga parallel chiziqlar o'tkaziladi va turtgich o'qida $1^{11}, 2^{11}, \dots, 8^{11}$ nuqtalar hosil qilinadi.

4. Aylana markazini markaz qilib olib sirkul bilan bu nuqtalarni aylanadagi mos nuqtalardan chiqqan chiziqlar bilan kesishguncha aylantiriladi. Hosil bo'lgan nuqtalar o'zaro tutashtirilsa mushtcha profili kelib chiqadi.

5. Agar tezlanish diagrammasi berilgan bo'lsa, uni avval ikki marta grafik integrallab yo'l diagrammasi hosil qilib olinadi.



9.3-shakl.

Yuqorida yo'l diagrammasidan mushtcha profilini hosil qilishda qurishlar ma'lum bir masshtabda amalga oshiriladi.

MASHINA DETALLARI BO'LIMI

24 MAVZU

MASHINA DETALLARI FANINI KELIB CHIQISH TARIXI DETALLAR KONSTRUKSIYALARI VA NAZARIYALARI. DETALLARNING ISHLASH LAYOQATI VA UNI TA'MINLASH.

REJA

1. Mashina detallari fanini rivojlanish tarixi
2. Mashina va detallarga qo'yiladigan talablar
3. Mashina detallarini ishlash layoqatiga tasir qiladigan omillar

Tayanch so'zlar. Mustahkamlik Birklik Uzatma Titrashga chidamlilik Yeyilishga chidamlilik Issiq chidamlilik Mustahkamlik chegarasi

Kirish. Bir qancha detallardan tuzilgan mexanizmlar majmui bo'lib, ma'lum ish bajarish uchun mo'ljallangan vorsi mashina deb ataladi. Mashinaning bir xil materialdan tayyorlangan va ayrim bo'laklarga ajralmaydigan qismi detal deb ataladi. Masalan, gayka, bolt, shponka va shunga o'xshash detallardir.

Hozirgi vaqtda dvigatel va elektro-generatorlarni quvvati 1200000 kVt-dan oshib ketadi. Avtomobilni yo'q ko'taruvchanligi 150 ts-gacha, ko'tarish kranlari 680 ts-gacha, lokomotiv poezdlar 3500 ts bo'lmoqda. Yerdan yuradigan transportlarni tezligi 150-300 km/s, havo transportlarni tezligi 1000 km/s bo'lmoqda.

Mashina shunchalik inson hayotiga kirib bordiki, xech bir narsani mashina va mexanizmlarsiz tasavvur qilib bo'lmaydi.

Mashinaning ma'lum bir vazifani bajarish uchun mo'ljallangan va bir necha detallardan tuzilgan qismi uzal deyiladi.

Reduktor, mufta, podshipnik va boshqalar uzellarga misol bo'ladi. Demak mashina uzellardan, uzellar esa detallardan tuzilgan bo'ladi.

«Mashina detallari», deb ataladigan birinchi kitobni prof. .L.Kirpichev 1881 yilda Piterburg shahrida chop ettirdi. O'sha vaqtdan rivojlana boshlagan bu fanni boyitishda rus olimlari L.Eyler, N.P.Petrov, N.YE.Jukovskiy, S.A.Chaplgin, X.I.Goxman va chet el olimlari:

O.Reynoldes, A.Zommer Feld, A.Mitgel, X.Gyugens, R.Villis, .Lyuis, YE.Bakingem , X.Merrita, K.Bax, R.Shtribek, A .Palmgrenlar katta hissa qo'shdilar.

Mashina va uning detallariga qo'yiladigan asosiy talablar.

Mashinalarga asosan qo'yidagi talablar qo'yiladi:

Ish unumdorligi yuqori.

2. Iqtisodiy jihatdan tejamligi

3. Ishlash muddatini ishonchligi:

4. Tuzilishi oddiy va xafsizligi:

5. O'lchamlari kichik va engilligi:

6. Transport vositalariga olib yurish o'ngayligi:

7. Ko'rinishi chiroyliligi:

Mashinalarga qo'yiladigan asosiy talab va uning texnologikligi:

Texnologikligi degani, kam mexnat sarf qilib yuqori sifatli mashina tayyorlashga aytiladi.

Mashina detallarini klassifikatsiyasi (tasnifi)

I.1. Detallar birikmalari yoki birikmalar. Birikmalar asosan ikki guruhga bo'linadi: ajratib bo'ladigan birikmalar va ajratib bo'lmaydigan birikmalar.

I.2. Uzatish mexanizmlari. Bularga vallar muftalar kiradi.

I.3. Uzatmani olib beruvchi detallariga tishli g'ildiraklar shkvlar, yulduzchalar kiradi.

I.4. Richakli va kulachokli mexanizmlar.

Bular asosan bir harakatning boshqa bir harakatga ayantirib berish uchun xizmat qiladi

I.5. Prujina va resorlar. Ular asosan titrashlarni va zarblarni pasaytirib berish uchun xizmat qiladi.

I.6. Maxoviklar, mayatniklar, yo'qchalar, shabotlar. Bular asosan harakatning bir tekis olib berish uchun xizmat qiladi.

I.7. Ifloslanishning oldini olish qurilmalari va moylash tizimi.

Bular mashinani uzoq ishlashini ta'minlash uchun xizmat qiladi.

I.8. Boshqarish mexanizmlari.

Mustaxkamlik, bikrlik, issiqbardoshlik, titrashga va eyilishga chidamlilik detallarni ishlash layoqatini aniqlaydigan asosiy belgilardir.

Mustaxkamlik. Ishlash sharoitida detallarning deformasiyalanishi me'yorida bo'lgani holda, sinmay va benuqson ishlay olish xususiyati uning mustaxkamligi deyiladi.

Detallarda hosil bo'ladigan kuchlanish noldan maksimumgacha bo'lishi mumkin: (tishli g'ildirak bir tomonga ishlovchi, sekin aylanuvchi mexanizmlarni shatunlari) kuchlanish minusdan plyusgacha bo'ladigan mexanizmlar (misol vallar va o'qlar):

Mustaxkamlikga hisoblash asosan ruxsat etilgan kuchlanishni aniqlashdan boshlanadi va kuchlanishni zaxira koeffisienti topiladi. Mustaxkamlikni umumiy zaxira koeffisienti qo'yidagicha topiladi.

$n=n_1n_2n_3$ bu erda: $n_1;n_2;n_3$; - har bir detallarni zaxira koeffisientlari.

Bikrlik. Ba'zi detallar, ayniqsa kuch ta'sirida ishlaydigan detallar uchun mustaxkamlikni o'zi etarli bo'lmaydi.

Masalan, ma'lum kuch va moment ta'sirida aylanayotgan val mustaxkam bo'lishiga qaramay, ruxsat etilganidan ortiq egilishi mumkin.

Bunday val ishlatilmasligi kerak, chunki valga o'rnatilgan detallar, masalan: tishli g'ildiraklar orasidagi masofa chegaralangan bo'ladi. Valning ruxsat etilganidan ortiq egilishi bu detallarning mo'ljaldagidan ilgari ishdan chiqishiga sabab bo'ladi.

Detallarning bikrligiga qo'yiladigan asosiy talablar:

a) detallar notekis holatda va zarb bilan ishlaganda bikrlik ta'minlangan bo'lishi:

b) birlashgan detallar orasidagi masofa o'zgarmasligi:

v) dinamik kuchlarda (rezonans hodisasini bo'lmasligi)

g) texnologik shartlarni ta'minlashligi:

d) mashinani umumiy ishlashini ta'minlashi:

Titrlashqa chidamlilik. Mashinalar ishlash tezligining tobora oshishi va detallar og'irligining kamaytirilishi har xil titrlashlarning paydo bo'lishi uchun imkoniyat tug'diradi. Bu borada rezonans hodisasi ayniqsa xavflidir. Ma'lumki, rezonans hodisasi detalning o'zida hosil bo'ladigan xususiy tebranish chastotasi, tashqi kuch ta'sirida bo'ladigan tebranish chastotasi bilan bir xil bo'lib, qolganda ruy beradi.

Issiqqa chidamlilik. Mashinalarni loyihalashda ularda hosil bo'ladigan issiqlikning me'yorida ortib ketmasligi, ya'ni $Q \leq Q_1$ bo'lishiga erishmoq zarur.

Bu erda Q – mashinada hosil bo'ladigan issiqlik miqdori:

Q_1 – mashinadan tashqariga tarqaluvchi issiqlik miqdori:

Yeyilishqa chidamlilik. Ishlash vaqtida ishqalanuvchi detallarning ishlash davri eyilish darajasiga qarab belgilanadi. Detalning tez yoki sekin eyilishi darajasiga qarab belgilanadi. Detalning tez yoki sekin eyilishi uning ishlash sharoitiga, moylash darajasiga, kontakt kuchlanishning qiymatiga va boshqa faktorlarga bog'liq.

$$P \leq [P] \quad P_v \leq [P_v]$$

bu erda: r - nisbiy bosim

v - ishqalanish tezligi.

Ishonchlilik. Detaillarni ko'rsatilgan muddatga o'z tashqi ko'rinishini yo'qotmay ishlashiga aytiladi.

Ishonchlilik qo'yidagilardan tashkil topadi. Buzilmay ishlashlik, ko'pga chidamlilik, tuzatishga yaroqlilik va saqlanuvchanlik.

Detaillarni ishlay oluvchanlik qobiliyatini qisman yoki butunlay yo'kotishi ishlamay qolishlik deyiladi.

Ruxsat etilgan kuchlanishni aniqlash.

Ruxsat etilgan kuchlanishning qiymatini aniqlashda detalga ta'sir etuvchi kuchning va ishlatilgan materialning xiliga qarab, chegaraviy kuchlanish sifatida mustaxkamlik chegarasi $[\sigma_{OK}]$ (plastik materiallar uchun) yoki toliqish chegarasi σ_{-1} (yo'qlama o'zgaruvchan sikl bilan ta'sir etadigan materiallar uchun) olinishi mumkin. Shunday qilinganda plastik materiallar uchun

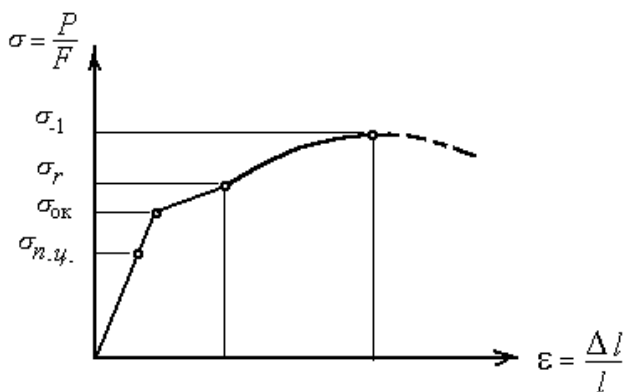
$$[\sigma] = \frac{\sigma_{OK}}{[n]}$$

mo'rt materiallar uchun:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{-1}}{[n]} \text{ bo'ladi.}$$

bu erda $[n]$ -ruxsat etiladigan mustaxkamlik zaxira koeffisienti.

Bu erda σ_{nu} – mustaxkamlik chegarasi.



σ_Y – qayishqoqlik chegarasi. σ_{ok} – oquvchanlik chegarasi σ_{-1} – vaqtli qarshilik, mustaxkamlik chegarasi. Har qanday detallarni issiqlikka bardoshlikka tekshirish shart.

BIRIKMALAR. PARCHIN MIXLI BIRIKMALAR.**REJA****1. Parchin mixli birikmalar****2. Parchin mixli birikmalarni turlari.****3. Parchin mixli birikmalarni hisoblash**

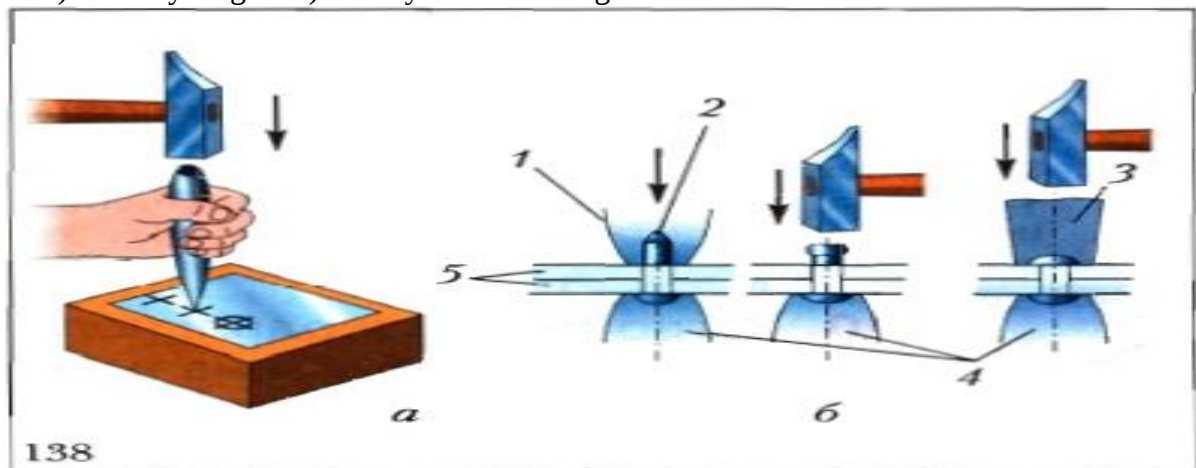
Birikmalar ajralmaydigan va ajraladigan turlarga bo'linadi. Agar uzellarni yoki mashinani ayrim qismlarga ajratish uchun birikma elementlarini sindirish shart bo'lsa bo'nday birikma ajralmaydigan, aks holda esa ajraladigan birikma deb ataladi. Parchin mixli va payvand birikmalar ajralmaydigan birikmalar bo'lsa; shponkali, shlisli va boltli birikmalar ajraladigan birikmalardir.

Parchin mixli birikmalar.

Parchin aylana kesimli mix bo'lib uni bir kallagi doira shaklida bo'ladi. Ikkinchi boshi detallarga o'rnatilgandan keyin kallaklanadi.

Rasm I. Parchin mixli birikmalar .

a) kuchaytirilgan: v) kuchaytirilib-zichlangan



Parchin mixli birikmalar asosan o'tgan asrni 30-chi yillaridan boshlab qo'llanila boshladi.

Kuchaytirilgan birikmalar asosan metallarni konstruksiyalarini birlashtirishda, qurilish inshootlariga qo'llaniladi. Parchin mixli birikmalarni afzalliklari payvand birikmalarga nisbatan qo'yidagilardan iborat:

- a) Detallarni ajratganda kam shikastlanadi:
- b) Titrashlarga yaxshi chidaydi.
- v) Yuqori mustaxkamlikka ega:
 - Kamchiliklari qo'yidagilar
 - a) Metallar ko'p sarf bo'ladi.
 - b) Maxsus qistirmalar qo'yish talab etadi.
 - v) Qalin detallarni biriktirish ancha qimmatga tushadi.
 - g) Narxi 20-30% qimmat payvand birikmalarga nisbatan.

Parchin mixli birikmalarni turlari.

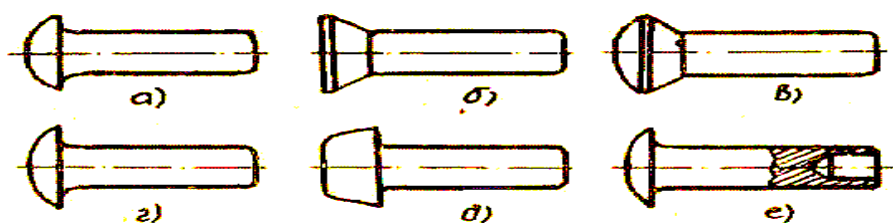
Davlat standartlari bo'yicha parchin mixlar qo'yidagi turlarga bo'linadi:

Yarim doiraviy kallakli parchin mix- bular asosan kuchaytirilgan va kuchaytirib-zichlantirilgan birikmalarga ishlatiladi. Yarim yashirin kallakli parchin mixlar- bular asosan qalinligi 4mm gacha bo'lgan detallarni birlashtirish uchun ishlatiladi. Yashirin kallakli parchin mixlar- bular asosan bug' qozonlarida ishlatiladi. Tekis kallakli parchin mixlar- bular asosan ko'p zanglaydigan joylarda ishlatiladi:



Ichi g'ovakli parchin mixlar, bular og'irligi kam bo'lgan joylarda ishlatiladi.

a) – doiraviy: b)- yarim yashirin kallakli: v) – yashirin kallakli: g) – past doiraviy: d) – tekis kallakli: e) – ichi g'ovakli parchin mixlar.



Расм.2. Стандарт пулат парчин mixларни турлари:

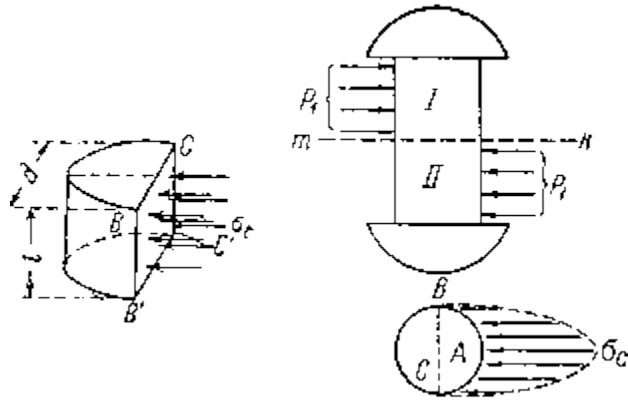


Parchin mixli birikmalarni hisoblash.

I Parchin mixni kesilishga hisoblash

$$\tau_{\text{kes}} = \frac{P_1}{F_{\text{kes}}} \leq [\tau]_{\text{kes}}$$

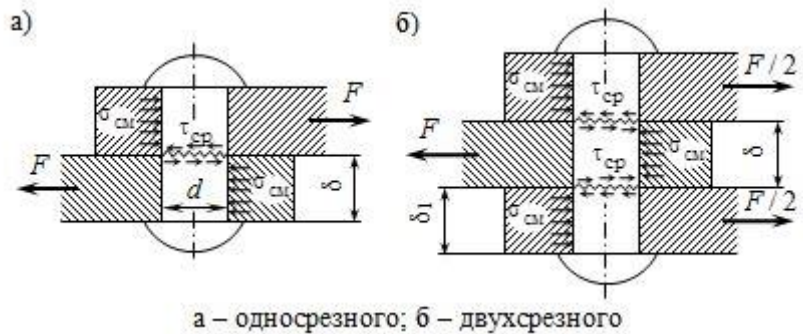
$$G_{\text{эз}} = \frac{P_1}{Sd} \leq [G]_{\text{эз}}$$



bu erda P_1 -
bittaparchinmixgata'sirqil
adigankuch

F_{kes} -
parchinmixlikesimyuzasi

$[\tau]_{\text{kes}}$ -
ruxsatetilgankesilishdagiz
o'riqish.

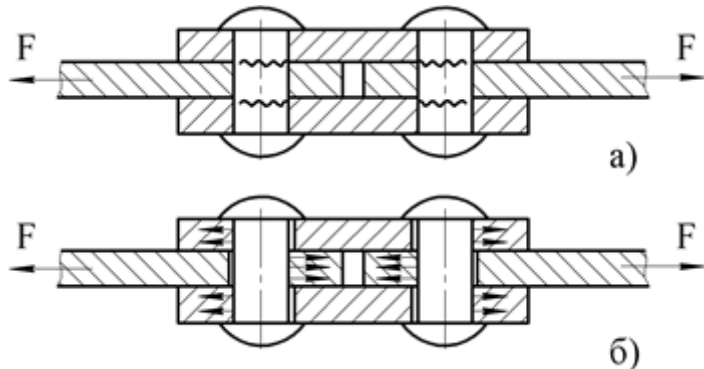


а – односрезного; б – двухсрезного

$$P_1 = \frac{\pi d^2}{4} [\tau]_{\text{kes}}$$

ikkinchi kesilishdagi parchin mix

uchun. $P_1 = 2 \frac{\pi d^2}{4} \leq [\tau]_{\text{kes}}$



parchin mixlar soni: $z = \frac{P}{2 \frac{\pi d^2}{4} [\tau]_{\text{kes}}}$

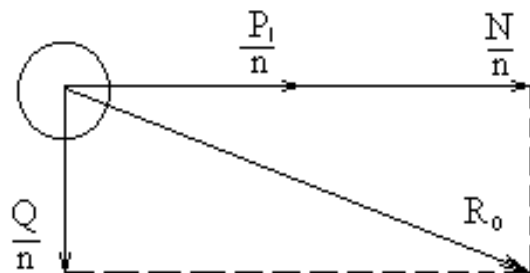
2. Parchin mixni ezilishga hisoblash.

$\sigma_{\text{эз}} = \frac{P_1}{Sd} \leq [\sigma]_{\text{эз}}$ S- detalning qalinligi

Bordiyu parchin mixli chokga, eguvchi momentdan tashqari, ko'ndalang kuch Q hamda chuzuvchi kuch N, ham ta'sir etsa, bitta parchin mixga tushadigan kuchlarni teng ta'sir etuvchisi qo'yidagicha bo'ladi.

$$R_0 = \sqrt{\left(\frac{P_1}{n_1} + \frac{N}{n}\right)^2 + \left(\frac{Q}{n}\right)^2}$$

bu erda n - chokdagi parchin mixni umumiy soni



Рисм-4

$\frac{N}{n}$ - kuch N ning bitta umumiy mixga to'g'ri kelishi

$\frac{Q}{n}$ - kuch Q –ning bitta parchin mixga to'g'ri kelgan qiymati:

Keltirilgan hol uchun parchin mixli chokning mustaxkamligidan foydalanib tekshiriladi.

26 MAVZU

PAYVANDLI VA YELIMLI BIRIKMALAR.

REJA

1. Payvand birikmalarni turlari

2. Payvand birikmalarni afzallik va kamchiliklari

3. Payvandlash usullari

4. Payvand birikmalarni kuchlanishga hisoblash

Payvandlash asosan qo'yidagi turlarga bo'linadi:

- a) Elektr yoyi yordamida payvandlash:
- b) Elektr oshlak (yoki detallarni eritib payvandlash)
- v) Kontakt payvandlash.

Elektr payvand 3 – guruhga bo'linadi:

Avtomatik usulda payvandlash:

Yarim avtomatik usulda payvandlash:

Qo'l bilan payvandlash.

Avtomatik usulda payvandlash, arzon, ish unumdorligini yuqori va sifati yaxshi. Yarim avtomatik payvandlashda ayrim joylarni qo'l bilan, chokni sifati asosan payvandlovchini malakasiga bog'lik. Elektr – yoyi payvandi rus ixtirochilari (N.N.Benardos, 1882 y G.Slavyanov, 1888) tomonidan 7 ixtiro qilingan. Elektrodlar GOST- 9467 –60 bo'yicha ishlab chiqariladi. Ularning markasi E 34, E 42 , E42, A:E 50 A, E 55 va boshqalar

E – harfidagi sonlar shu elektrod bilan payvandlangandagi chokni mustaxkamligi ko'rsatadi. (kg/mm²). Bu erda A – harfining elektron elektrod bilan payvandlanganda chokni qovushqoqligi oshiradi.

Kontaktli payvandlash – asosan qalinligi 3 mm gacha bo'lgan materiallarni payvandlash uchun ishlatiladi. Bular asosan rolikli, nuqtali turlarga bo'linadi.

Payvandli birikmalarni afzalliklari, kamchiliklari va ishlatish joylari parchin mixli birikmalarga nisbatan.

Afzalliklari:

Narxi unga yuqori emas, (20/30%)arzon parchin mixli birikmaga nisbatan.

1. Birikmalarni mustaxkamligi va zichligi.

2. Payvandlashni avtomatlashtirish mumkinligi.

3. Qalin detallarni ham payvandlash mumkinligi.

4. Kamchiliklari.

5. Chokni sifati asosan payvandlovchiga bog'liqligi bu kamchilik avtomatik payvanlash yuqoladi.

6. Detailarni qiyshayib qolishi. Bir tekisda payvandlanmagan joylarda.

7. Zarf va titrashlarda chokni mustaxkamligi yuqolishi.

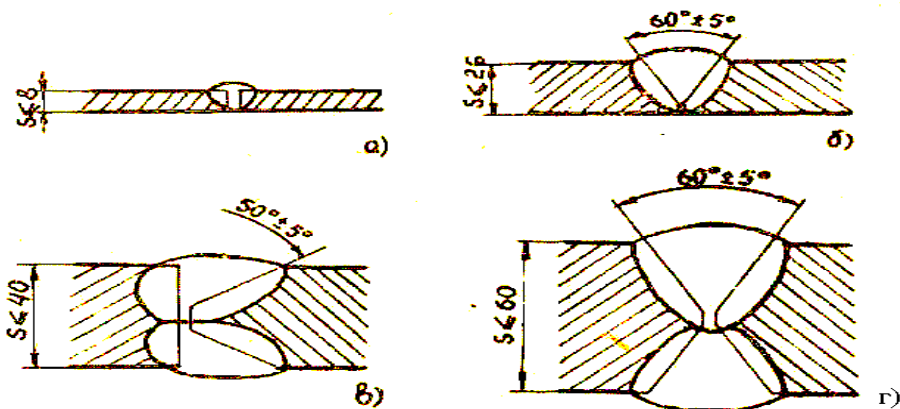
Ishlatilish joylari.

Payvand birikmalar, staninalarni ramalar, reduktor korpuslari, shkiqlar, tishli g'ildiraklar va tirsakli vallarda ishlatiladi.

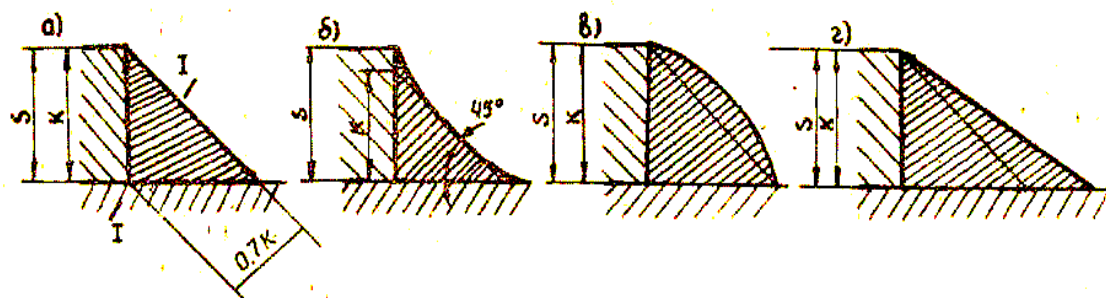
Qurilish ishlarida ham ko'p ishlatiladi.

Payvandli choklarni turlari.

Uchma-uch payvand birikmalar. Bular asosan elektropayvandlovchi yordamida bajariladi.



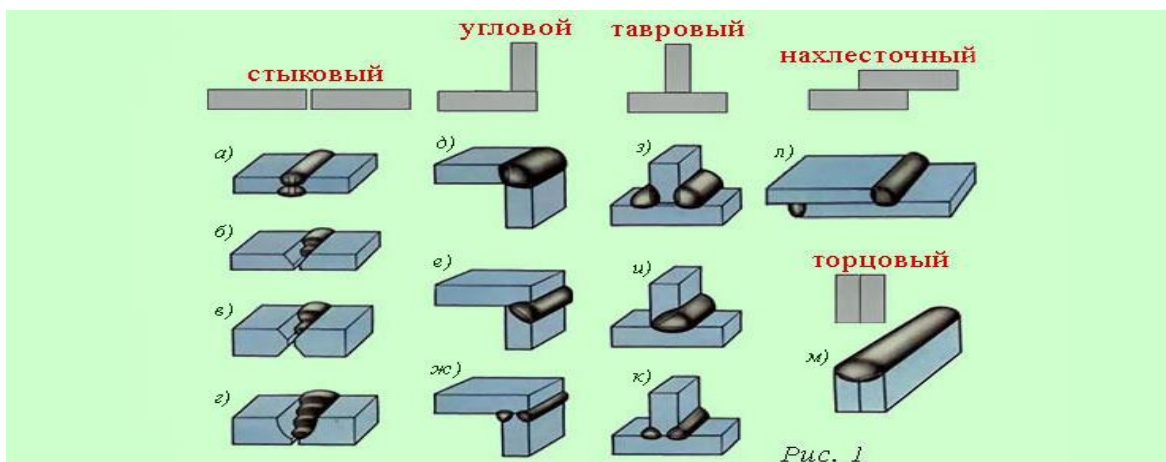
Rasm 5. Uchma – uch choklar: a- kirralari kertiklanmagan chok. b) – V-simon chok, v)-K-



simon chok. X-simon chok. Ustma – ust payvand birikmalar.

Rasm 6. Burchakli choklar: a) normal chok: b) botikli chok: v) kavarikli chok: g) maxsus chok: «T» - simon payvand birikmalar.

Bunda detallar birini ustiga ikkinchisi tik qilib payvandlanadi.



Rasm 7. «T» - simon payvand birikmalar

Payvandli birikmalarni hisoblash.

1. Uchma – uch payvandlash.

$$\sigma = \frac{P}{ls} \leq [\sigma]$$

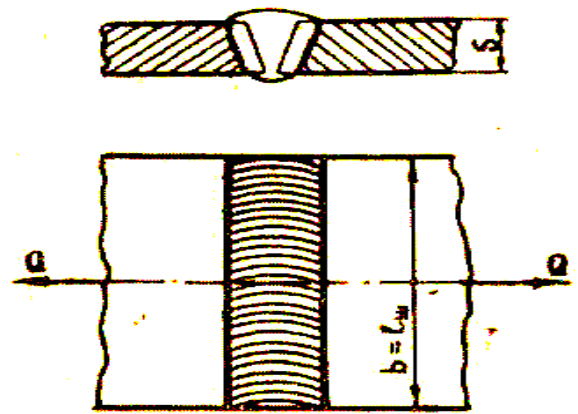
buerda l -
chokni hisoblash uchun qabul qilingan uzunligi

s -
listni payvand qilingan joyidagi qalinligi

$[\sigma^1]$ -
chok material uchun ruxsat etilgan o'qchlanish.

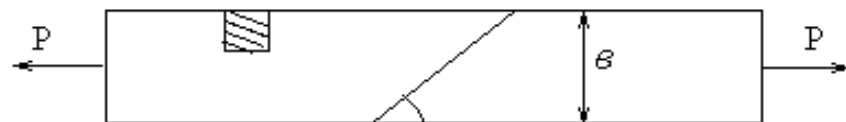
$$\varphi = \frac{[\sigma^1]}{\sigma}$$

mustaxkamlik koeffitsienti $\varphi = 0,9 \dots 1,0$



Budegansuz listlar uchma
uchulangan dapa payvand chokni mustaxkamligi listning mustaxkamligiga deyarli teng bo'ladi.
Agar bir orasababgako'ra, uchma – uch chokni mustaxkamligini oshirish zarur bo'lib qolsa,
u holda birtomonga og' dirish hisobida chok uzaytiriladi.

Og'ma chokli uchma – uch payvand birikma.



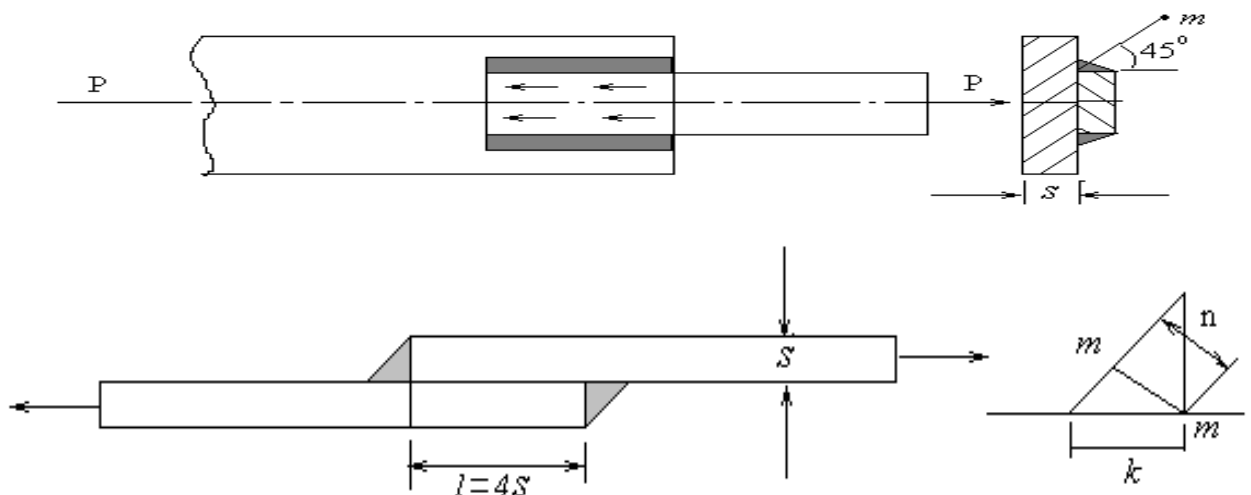
2. Ustma – ust payvand birikmani hisoblash.

Ulanishi lozim bo'lgan ikki detalning, masalan ikki listning biri ikkinchisi ustiga kuyilib
payvandlansa ustma – ust birikma hosil bo'ladi.

a) Ro'para chok.

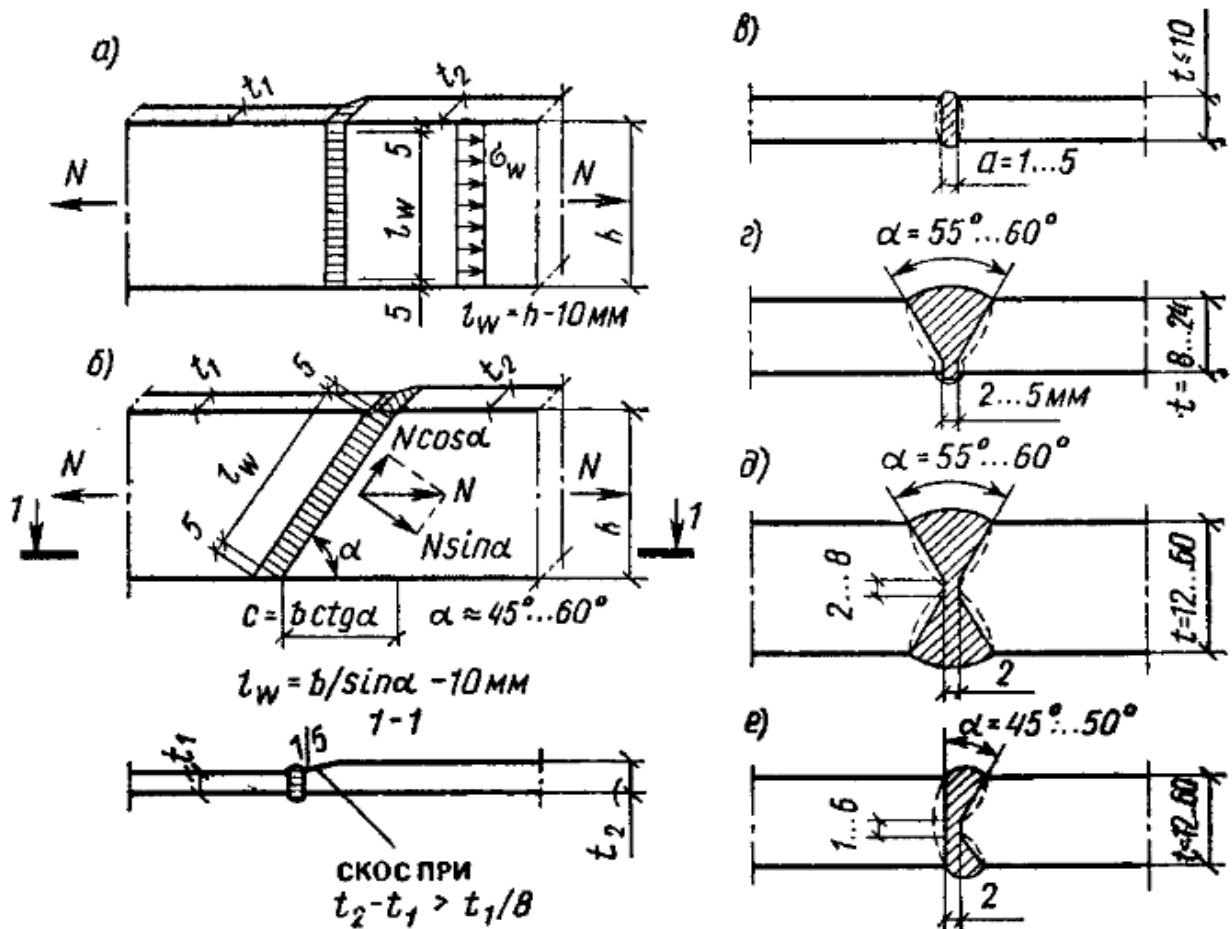
Ko'pincha $K = S$ va $h = K \cdot \sin 45^\circ \approx 0,7K$

B) Yonbosh chok.



Yonbosh chok quyidagi formula yordamida hisoblanadi.

$$\tau_{\text{kes}} = \frac{P}{2l0,7k} \leq [\tau]_{\text{kes}}$$



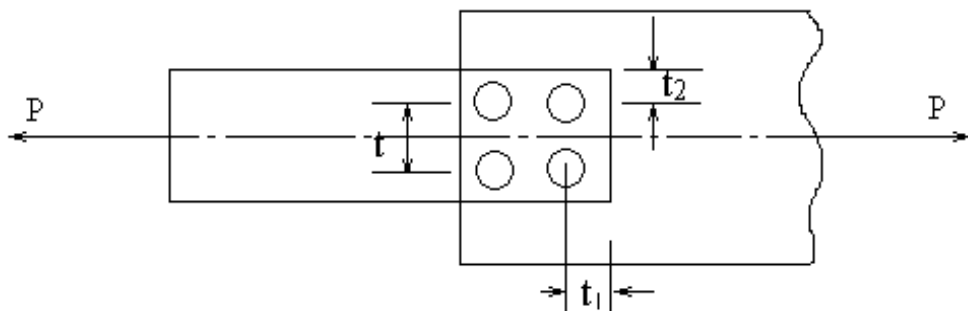
Kontaktlab payvandlashni hisoblash.

Listlar uchma – uch kontaktlab payvandlansa, chokning mustahkamligi listning mustahkamligiga teng bo'ladi.

Listlar kontaktlab ustma – ust ikki xil usulda payvandlanishi mumkin, bulardan biri nuqtaviy, ikkinchisi listaviy payvandlash usullaridir. Bunda har bir no'qtaning diametri listning qalinligi S- ga qarab tanlanadi ya'ni

$S \leq 3\text{mm}$ bo'lsa $d = 1,2 S + 4\text{mm}$

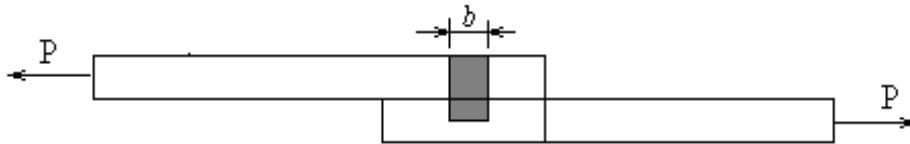
$S > 3\text{mm}$ bo'lsa $d = 1,5 S + 5\text{mm}$



Bunday birikmalarining mustahkamligi nuqtalarning qirqilish nazarda tutilgan holda hisoblanadi.

$$\tau = \frac{P}{z \frac{\pi d^2}{4} \cdot i} \leq [\tau] \text{ bu erda } z - \text{payvand nuqtalar soni}$$

i – har bir nuqtada qir qilishi mumkin bo'lgan tekisliklari soni.



Kontakt usulida lentaviy payvandlash.
$$\tau = \frac{P}{b \cdot l} \leq [\tau]$$

Bu erda b - payvand chokni eni l - chokning uzunligi

Elimli birikmalar. Elimli birikmalar har xil materiallarni biriktirish uchun qo'llaniladi. Yaxshi tomonlari: 1) har xil materiallarni biriktirish (metall plastmassa va x.k.) 2) zichlik: 3) zanglashga chidamliligi : 4) juda yuqa materiallarni elimlash mumkinligi.

Kamchiliklari: Issiqlikda uz mustaxkamligini pasaytiradi. Xozirgi vaqtda quyidagi elimlar ko'proq ishlatiladi (BF:VK-I:VX-« MPF-I)

Elimli birikmalarni hisoblash asosan detallarni siljishga olib boriladi, materiallar karshiligi usuli bilan. Ruxsat etiladigan siljitishdagi zo'riqish.

$$[\tau]_{cul} = 15...20H / \text{mm}^2$$

27 MAVZU

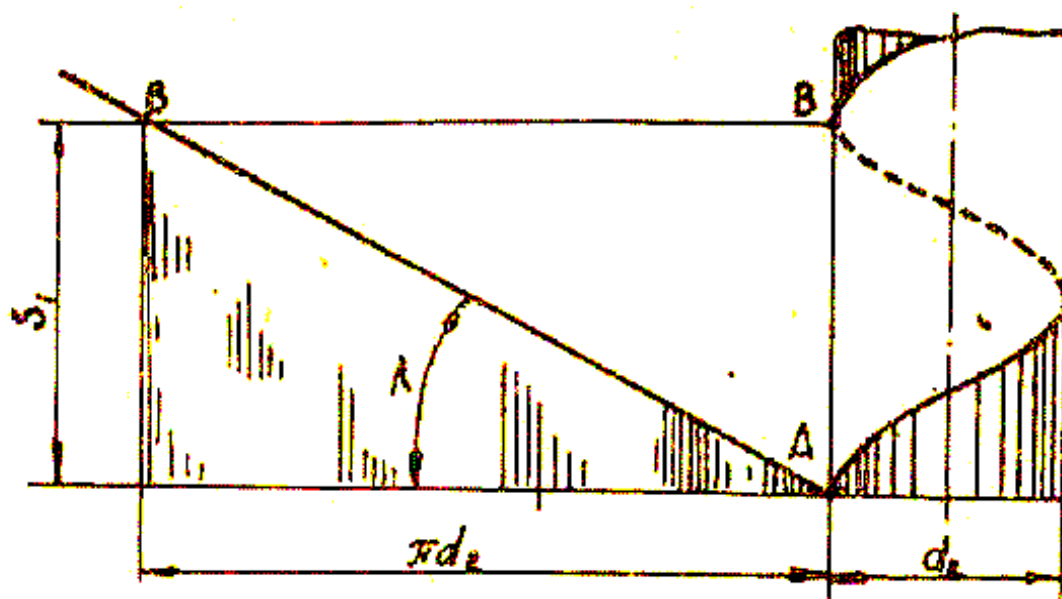
REZBALI BIRIKMALAR..

REJA

1.Rezbali birikmalar va ularni turlari

2. Rezbanimustaxkamligini hisoblash

Rezbali birikmalar eng ko'p tarqalgan ajratib bo'ladigan birikmalar guruhiga kiradi. Rezbalar asosan boltlar, vintlar, shpilkalar gaykalar va boshqa detallarda ko'p uchraydi. Rezbali birikmalarni asosiy elementlarini rezba tashkil qiladi.



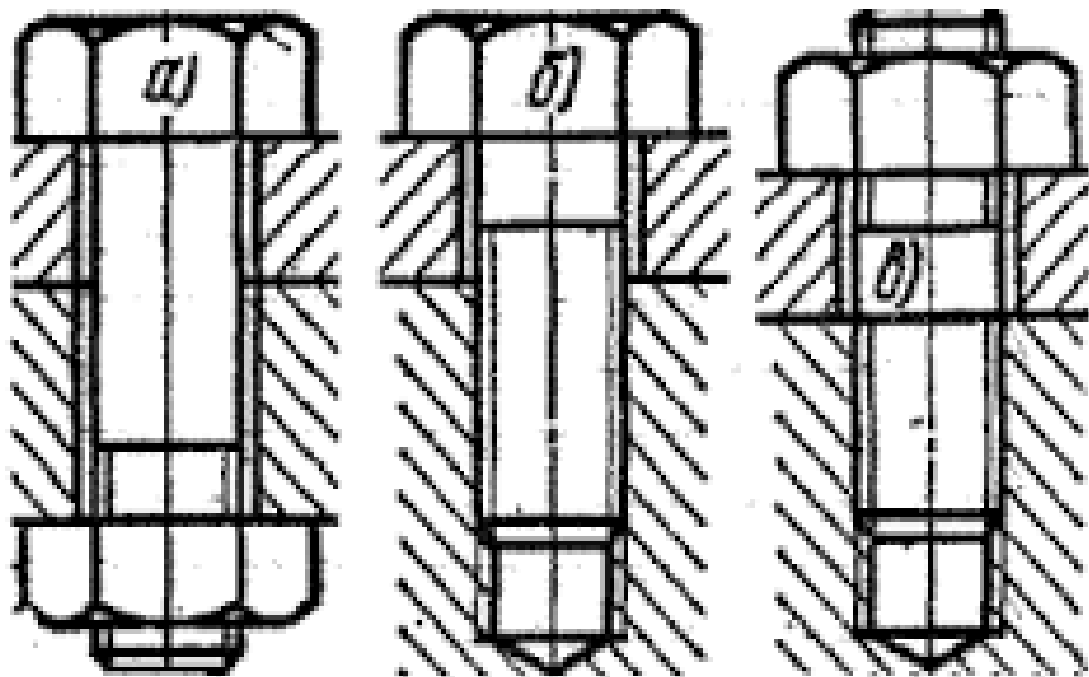
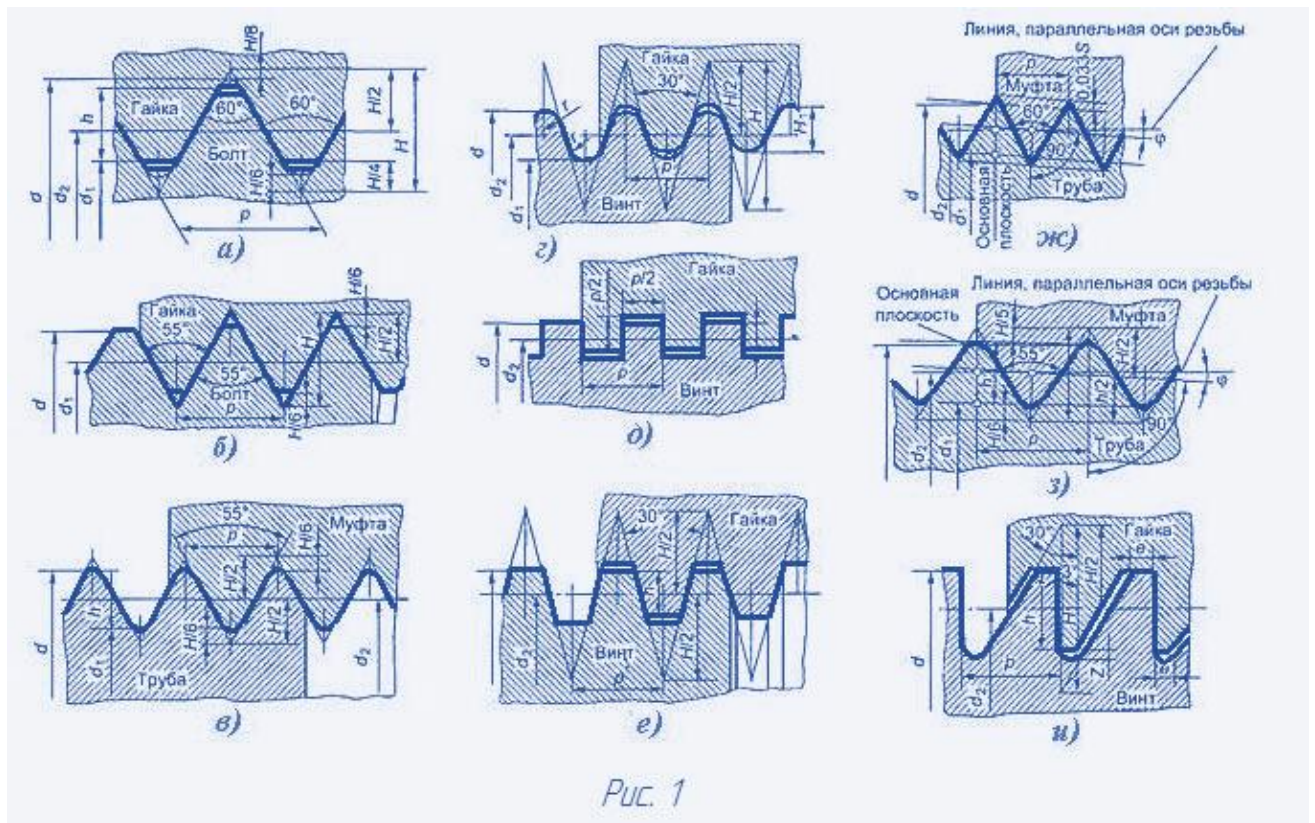
U asosan vintli chiziq shaklida, kesib ochiladi. Vintli chiziqni yoysa uch burchak hosil bo'ladi.

Rasm:9. Vintli chiziqni hosil bo'lishi.

$$\operatorname{tg} \lambda = \frac{S_1}{\pi d_2} \quad \lambda = \operatorname{arctg} \frac{S_1}{\pi d_2}$$

bu erda λ -rezbani ko'tarilish S_1 -rezba qadami d_2 -rezbani ichki diametri
Afzalliklari:

1. Kattanagruzkata'siridaetarlidarajadaishonchliishlaydi:
 2. Ularniajratibyig'ishqiyinchilik tug'dirmaydi:
 3. Turlisharoitdaishlaydiganrezbalidetallarko'plabishlabchikarishimumkin:
 4. Nisbatanarzon:
 5. Hammaulchamlarisandartlashtirilgan:
- Kamchiliklari.
1. O'zgaruvchankuchta'siridachidamliligietarliemasligi:
 2. Maxsus rezbali detallar tayyorlashning texnologik nuqtai nazaridan bir muncha qiyinligi.
 3. Ishlash vaqtida birikmalarni bo'shab qolishi.
- Rezbalarining klasifikatsiyasi.
- Rezbalar formasiga qarab silindrik va konusli bo'ladi.
- Rezbalar profiliga qarab 5 xil bo'lishi mumkin.



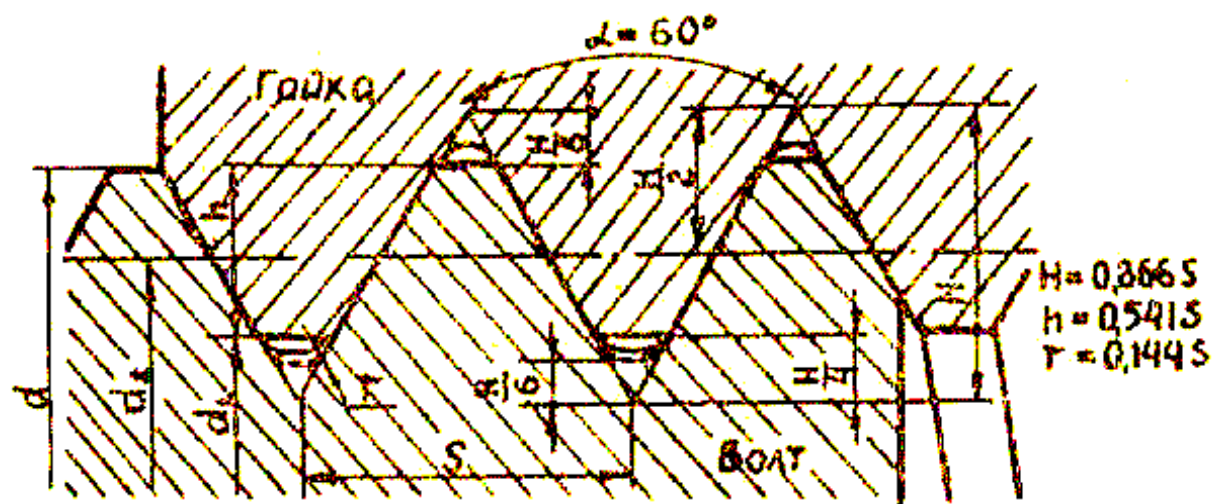
Rezbalар burilishiga qarab ung va chap rezba bo'ladi.

Rezbalар mayda va katta rezbalarga bo'linadi.

Rezbalар kirimiga qarab: bir kirimli, ikki, uch kirimli bo'ladi.

Rezbalар bajaradigan ishiga qarab detallarni biriktirish va bir valdan ikkinchi valga harakat olib berishi mumkin.

Rezbaning asosiy geometrik ulchamlari.



d – rezbani tashqi diametri

d_1 – rezbani o'rta deametri

d_2 – rezbani ichki deametri

S – rezbani qadami

S_1 – rezbani yuli (bir marta tula aylangan vintning o'q boylab siljigan masofasi.)

Bir kirimli rezbalar uchun $S=S_1$

Ko'p kirimli rezbalar uchun $S_1=nS$

Bu erada n - kirmilar soni

h - rezbaning ishchi balandligi

α - rezba profilini burchagi

λ - ko'tarish burchagi

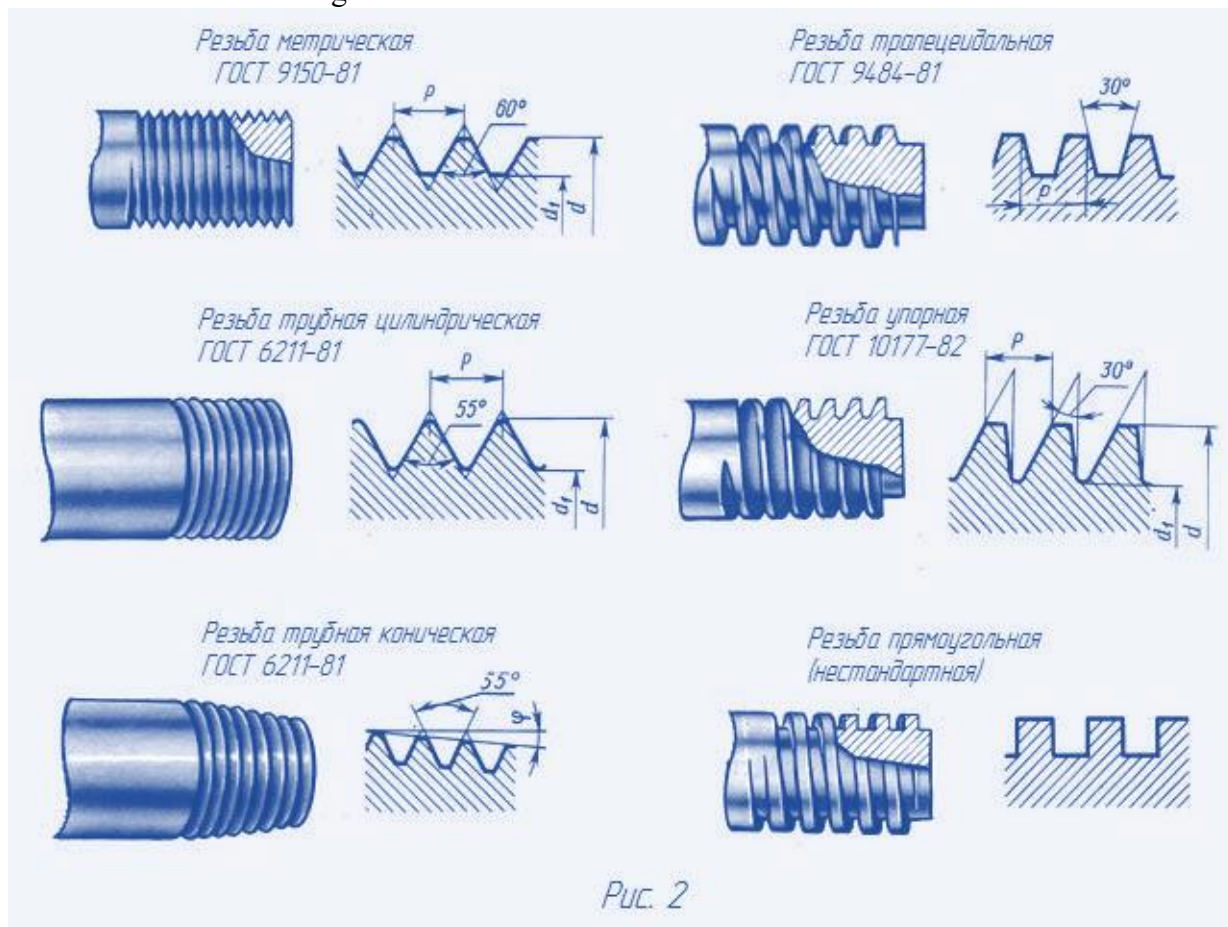


Рис. 2

Rezbalarini turlari.

1. *Metrik rezbarlar.* Bu rezba eng ko'p tarkalgan rezba bu rezba katta va kichik qadami bo'lishi mumkin. Ko'pincha kadamli rezbarlar ishlatiladi.
Dyuymovy rezba. Bu rezbar SNG – davlatlarida xam foydalaniladi. ($\alpha=55^0$) Dyuymovy rezbarlar asosan chet ellarda keltirilgan mashinalarda ishlatiladi.

$$/ - \text{Dyuym}=25,4\text{mm}$$

2. *Trubali rezbarlar.* Bu mayda dyuymovy rezba. Masalan truba sirtidagi rezbaning sirti diametri bir dyuymli deb belgilangan bo'lsa, u odatdagidek 25,4mm emas, balki 33,25 mm – ga, yarim dyuym deb belgilangan bo'lsa, u 16,66 mm-ga teng bo'ladi.
3. *Trapeziya shaklidagi rezbarlar.* $\alpha=30^0$
4. *Domkratlarda, vint – gaykalarda ishlatiladi.* Foydaliishkoeffisientiyo'qori.
5. *Tirgak rezbarlar.* $\alpha=27^0$
6. *To'g'ri to'rt burchak rezbarlar.* $\alpha=0$
7. *Yarim aylana shaklidagi rezbarlar.* $\alpha=30^0$

Rezbani ochilik ketmasligini quyidagisullar bilan erishish mumkin:

1. *Kontrgaykavaprujinalashayba.*
Bundakushimchadetallarhisobigarezbadagiumumiykarshilikortadi.
2. *Shiplentyokisimdan foydalanish.*
boltsterjenigashplentyokisimvositasidamaxkamlabqo'yiladi.
3. *Payvandlashusilidan foydalanish.* Bundagaykadetalgapayvandlabqo'yiladi.

Bundagayka,

Rezbani mustaxkamligini hisoblash.

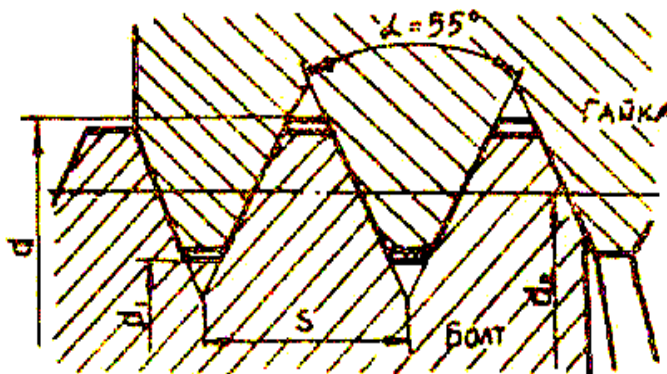
Rezbalar ningezilishini hisoblashdaku yidagimunosobatdan foydalaniladi.

$$\sigma_{\text{зз}} = \frac{P}{z\pi d_2 h} \leq [\sigma]_{\text{зз}}$$

buerda $z = \frac{H}{S}$ balandligi

N

bo'lgan gaykadan rezba uramlarinisoni.



Bu formulavintning rezba si uchun xam tatbikkilinadi.

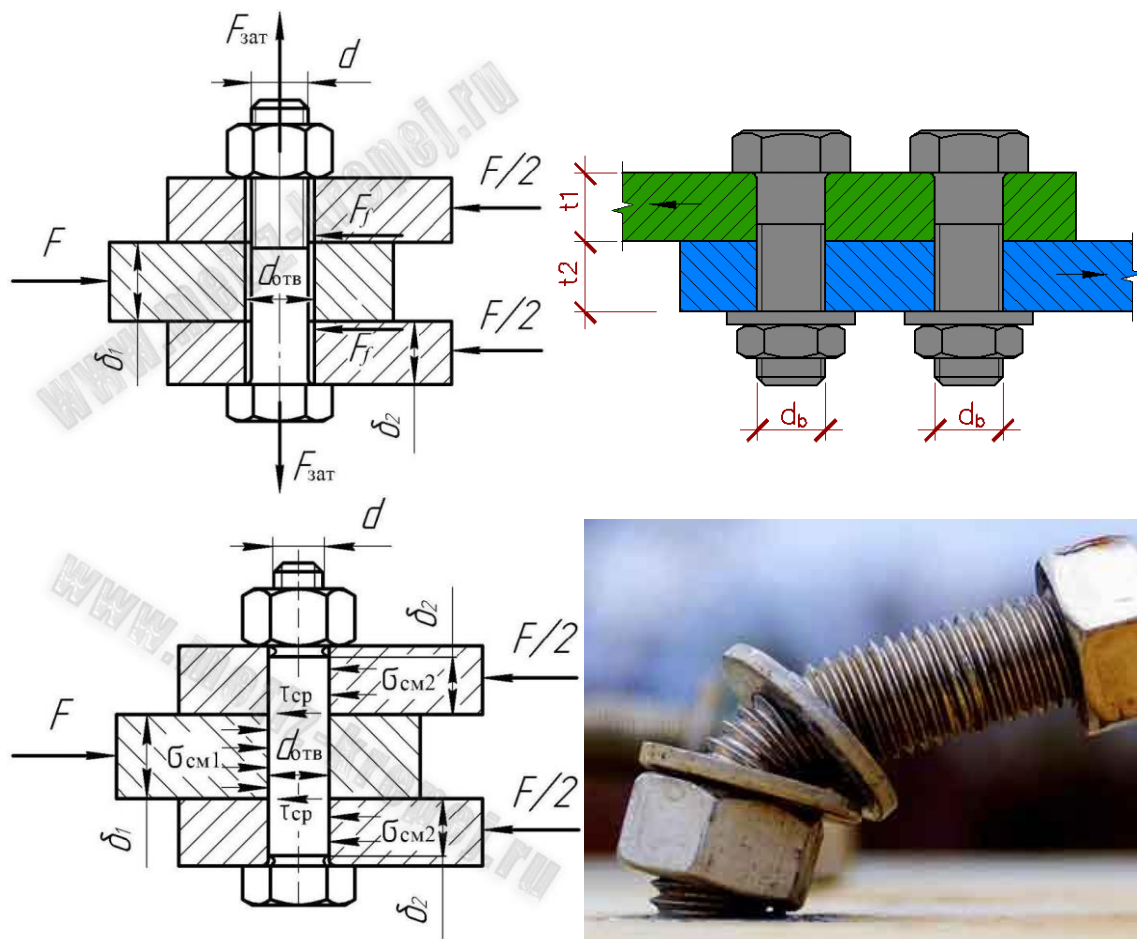
Rezbalar nikesilishini quyidagi formulalardan topiladi.

$$\tau = \frac{P}{\pi d_{1KH}} \leq [\tau] \text{ vint uchun} \quad \tau = \frac{P}{\pi d_{KH}} \leq [\tau] \text{ gayka uchun}$$

buerda $K = \frac{a \cdot e}{S}$, $\text{ёку } K = \frac{c \cdot e}{S}$ rezbaniturini hisobga oluvchi koeffisient.

Uch burchak rezba uchun $K=0,8$ Turt burchak rezba uchun $K=0,5$

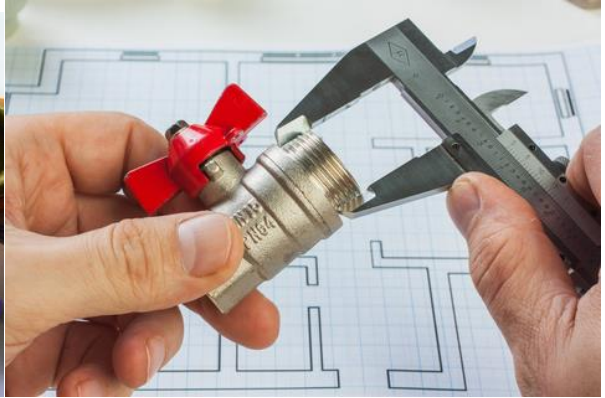
Trapeziya rezba uchun $K=0,65$ Ko'pincha $\tau = 0,65\sigma_{OK}$



Болт

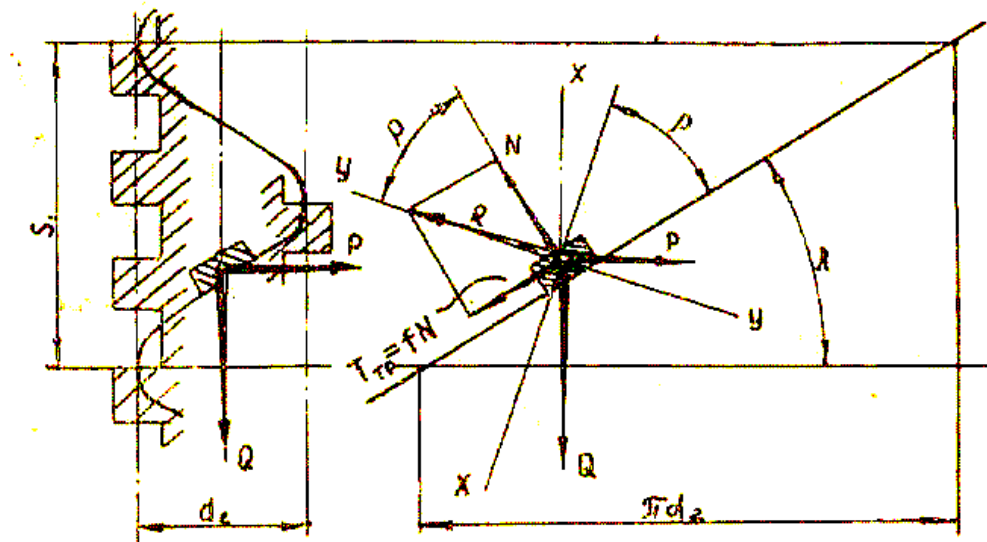
Винт





YUKKO'TARUVCHIVAYURUVCHIVINTLAR. VINTLIJUFTUZATMANIHISOBLASH

Kinematikjuftvint
 gaykamashinavamexanizmlardaaylanmaharakatniilgarlanmaharakatgaaylantirishuchunqo'llani
 ladi.



Nagruzkalanganjuftdaaylanuvchimomentvintyokigaykadao'qboylabyunalgankuchgaaylanadi.

Rasm –10. Vintlijuftgata'sirqiladigankuchlaryunalishi.

Buerda Q - o'qkuchi

P - aylanmakuch

T_{ish} - ishqalanishkuchi

ρ - ishqalanishburchagi

d_2 - rezbani o'rta diametri.

N - normal reaksiya kuchi

f - ishqalanish koeffitsienti

λ - rezbani ko'tarilish burchagi.

N va T_{ish} kuchlarini rezbali teng ta'sir qiluvchi kuch R bilan almashtiramiz

Kuchlarni $x-x$ o'qiga proektsiyalab quyidagini olamiz.

$$\sum x = 0 \quad -Q \sin(\lambda + \rho) + P \cos(\lambda$$

$$\text{buerdan} \quad P = Q \operatorname{tg}(\lambda + \rho)$$

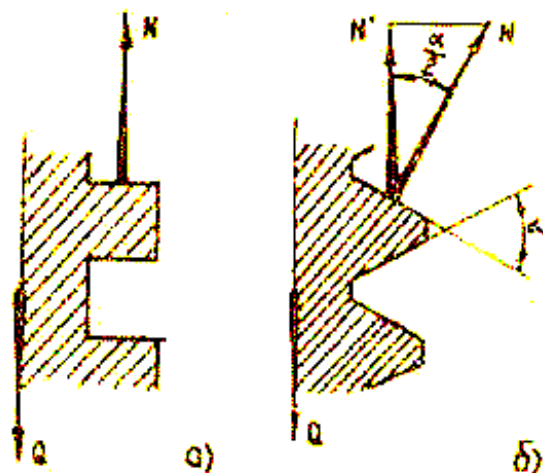
bo'ladi.

Hosil bo'lgan tenglama faqat to'rt burchak profil rezbalar uchun ta'lo'qlidir.

Uch burchak rezbalar uchun. $N_{ish} = fN$

$$\text{Buerda } N = \frac{N^1}{\cos \frac{\alpha}{2}}$$

Turt burchak va uch burchak rezbalar vata'sirqiladigan kuchlar $\lambda = 0$ bo'lganda



Agar $\lambda = 0$ bo'lsa, u xolda $N^l = Q$ bo'ladi.

$$\text{U xolda } T_{uu} = f \frac{Q}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}} \cdot Q = f' Q$$

Bu erda $f' = \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}}$ keltirilgan ishqalanish koeffisienti.

$\rho' = \arctan f'$ - keltirilgan ishqalanish burchagi.

Shunday qilib uchburchak va trapesiya profil rezbalar uchun aylanma kuch quyidagiga teng bo'ladi.

$$P = Q \tan(\lambda + \rho')$$

Buralishmomenti.

Gaykayokivintburalgandaklyuchgaquyidagikuchqo'yiladi.

$$M_{\text{oy}} = P_p L = M + M_{uu}$$

bu erda R- klyuchgakuyilgankuch

L- klyuchniuzunligi

M-aylanmakuchP – rezba o'rtadimetriboyicha.

$$M = P \frac{d_2}{2} = V \frac{d_2}{2} = \tan(\lambda + \rho')$$

V – boltni portlash kuchi (bu kuch o'q kuchiga almashtiriladi)

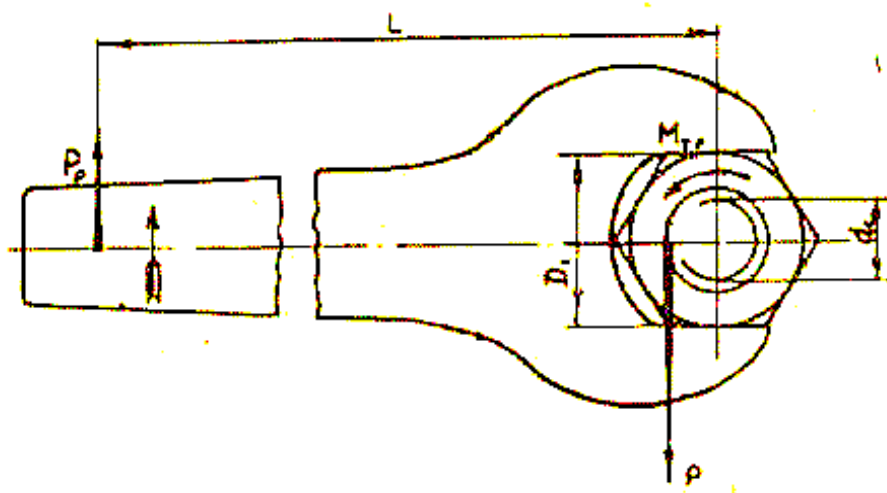
M_{ish} – gayka yuzasini detal bilan ishqalanish momenti.

Gayka kesim yuzasi halqa formasiday bo'ladi, unga ta'sir qiladigan nisbiy bosim quyidagicha topiladi.

$$P = \frac{4V}{\pi(D_1^2 - d_0^2)}$$

bu erda D_1 - halqani tashqi diametri, uni qiymati klyuch o'lchamiga teng.

d_0 – bolt kiradigan teshik diametri.



Buralish momentini topish sxema. Gayka halqasini diametrini elementar halqa radiusi τ va qalinligi d deb halqada hosil bo'ladigan elementar ishqalanish kuchini differensiyalab topiladi.

Gayka halqasida hosil bo'ladigan ishqalanish momentini topish sxemasi.

Elementar ishqalanish momenti.

$$dM_{uuu} = r dT_{uuu} = 2\pi f \rho r^2 dr$$

Gayka chekkasidagi ishqalanish momenti.

$$M_{uuu} = \int_{\frac{d_0}{2}}^{\frac{D_1}{2}} dM_{uuu} = \int_{\frac{d_0}{2}}^{\frac{D_1}{2}} 2\pi f \rho r^2 dr = 2\pi f \int_{\frac{d_0}{2}}^{\frac{D_1}{2}} \frac{2V}{\pi(D_1^2 - d_0^2)} r^2 dr = V \frac{f}{3} \frac{D_1^3 - d_0^3}{D_1^2 - d_0^2};$$

U xolda buralish momenti

$$M_{\text{byp}} = P_p L = V \left[\frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\lambda + \rho^1) + \frac{f}{3} \frac{D_1^3 - d_0^3}{D_1^2 - d_0^2} \right]$$

Vintlijuftuzatmanio'z-o'zidan tormozlanishi.

Hammaqotirilgan rezbalaro'z - o'zidan tormozlangan bo'ladi.

Vintlijuftuzatmanitormozlanish sharti. $\lambda < \rho'$

Bu erda λ_1 - rezbaniko'tarilish burchagi.

ρ' - keltilgan ishqalanish burchagi.

Mayda metrik rezbalardakichik bo'ladi, shuning uchun hammayda metrik rezbalarda tormozlanish shonchli.

Vintlijuftni F.I.K. quyidagicha aniqlanadi.

$$\eta_{e.n} = \frac{A_n}{A_3} = \frac{\operatorname{tg} \lambda}{\operatorname{tg} |\lambda + \rho^1|}$$

bu erda

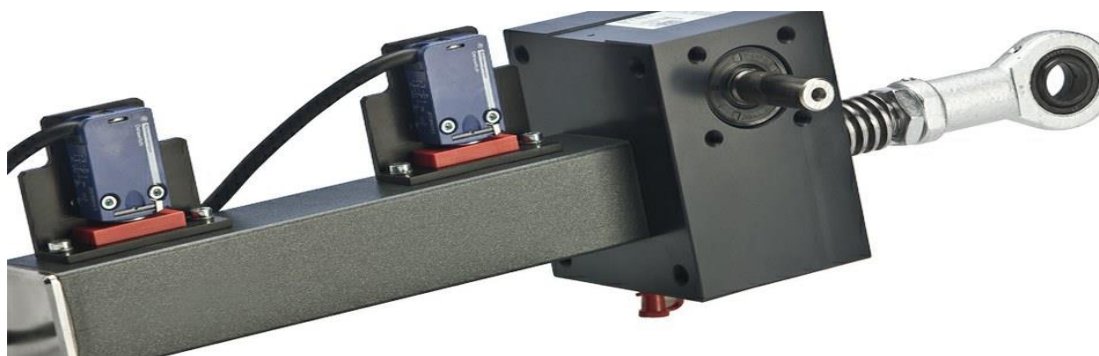
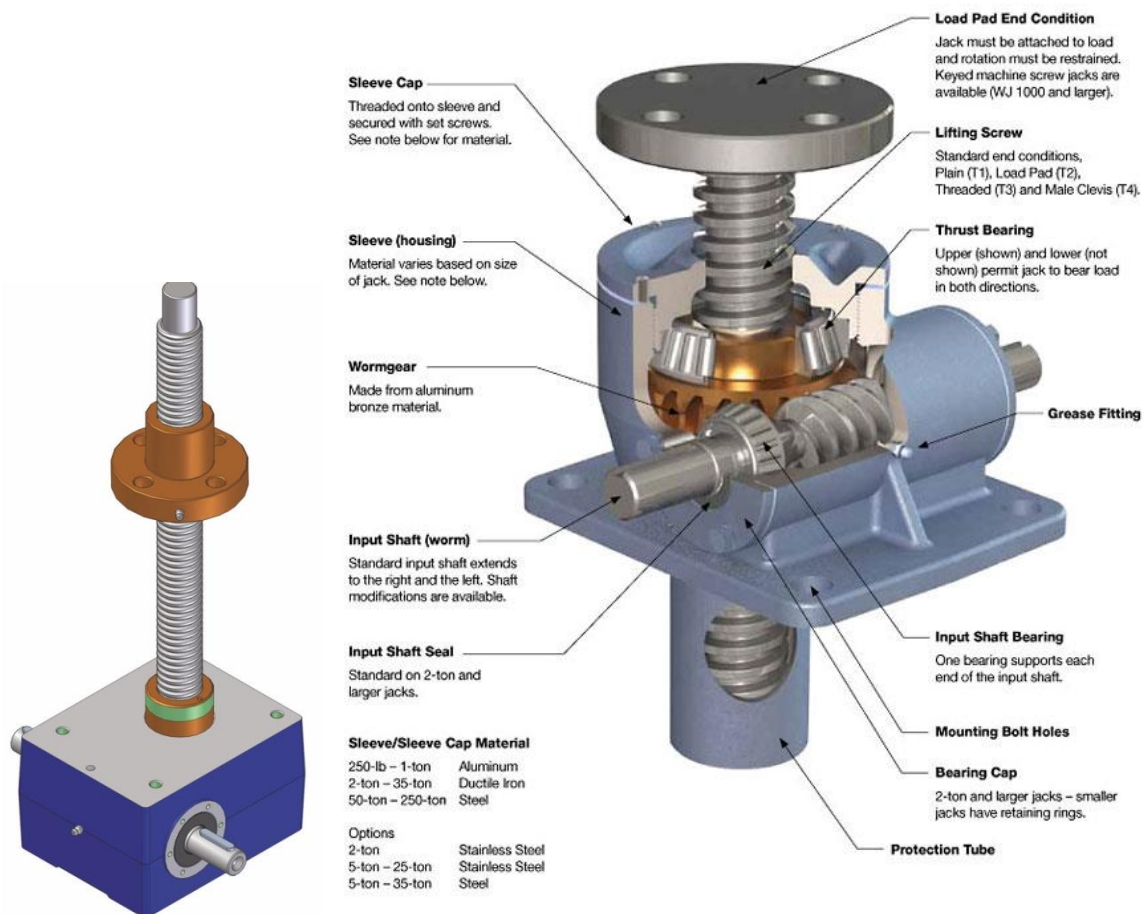
A_n - vintli juftdan olingan ish

A_3 - vintli juftdan sarf bo'lgan ish

$$A_n = QS; \quad A_3 = P \pi d_2$$

U holda

$$\eta_{e.n} = \frac{\operatorname{tg} \lambda}{\operatorname{tg} |\lambda + \rho^1|}; \quad \text{bo'ladi.}$$



29 MAVZU

SHPONKALI BIRIKMALAR. TISHLI (SHLISLI) BIRIKMALAR.

Shponkali birikmalar asosan silindrik detallarni o'qdoshlab ulashda ishlatiladi. Bunday birikmalar asosan tishli g'ildiraklar, shkiflar, muftalar va boshqa shunga o'xshash detallarni valga mahkamlashda ishlatiladi. Afzalliklari.

1. Tuzilishi oddiy va konstruksiyasi ishonchli.
2. Yigish va ajratish kulay.
3. Tannarxi past.

Kamchiliklari.

1. Birlashgan detallarda yo'qlama kutaruvchinligi past.
2. Detailarni aniq joylashtirish kiyin.
3. Vallarni oyish, ya'ni shponkaga joy ochish, bu uz navbatida valni mustaxkamligini pasaytiradi.

Shponkali birikmalar zo'riqtirilgan va zo'riqtirilmagan bo'lishi mumkin. Zo'riqtirilgan birikmalarda ponasimon shponkalar zo'riqtirilmagan birikmalarda esa prizmatik shponkalar ishlatiladi.

1. Prizmatik shponka visitasida hosil kilingan birikmalarda shponkali xam, valdagi uymkmi xam yo'qori darajada aniqlik bilan tayyorlash talab etiladi, chunki bunday xollarda shponkaning yon yokalari valdagi oyiqlarning yon yokalariga bir tekis tegib turadigan bo'lishi kerak.
2. Ponali shponkalar prizmatik sterjen shaklida ishlatiladi. Ponasimon shponkalarning ikki xili ishlatiladi:
 - a) GOST 8792-58 boyicha kallaksiz ponasimon shponkalar.
 - b) GOST 8793-58 boyicha kallakli ponasimon shponkalar.
3. Tangensial shponkalar valni 2-3 joyda (1:100) o'qlon bilan urnatiladi. Bu uz navbatida valni bir joyidan emas 2-3 joyidan uyiladi. Bu uz navbatida valni mustaxkamligini buzilishini kamaytiradi.
4. Segmentsimon shponkalar nagruzkani prizmatik shponkalar singari, yon yokalari bilan uzatadi. Shponka uyiga disk freza bilan ochiladi. Bu shponkalarning ustivorligi juda katta bo'ladi. Ular stanoksozlikda ko'p qo'llaniladi.

Shponkalarning tayyorlashda ishlatiladigan materillar va ular uchun joiz kuchlanishlar.



Standartlashgan shponkalar GOST 8757-68, 8786-68 boyicha ST 5, St 6, 45, 50, 55, 60 markali po'latlardan tayyorlanadi.

Qo'zg'almaydigan qilib biriktirilgan shponkalar birikmalar uchun ezilishdagi joiz o'qchlanish $[\sigma_n]_{93} = \sigma_{ok} / (n)$ bo'ladi,

Bu erda: σ_{ok} - pulat materiallarning okuvchanlik chegarasi:

$$[n] = 2,5 \dots 2,0$$

Shponkalar GOST 8787-68 bo'yicha tayyorlanganda $[\sigma]_{\text{33}} = 80 \dots 150 \text{ MPa}$

bo'ladi. 45 markali po'lat materialidan tayyorlangan shponkalar reduktorlarda ishlatiladi:
 $[\sigma]_{\text{33}} = 50 \dots 70 \text{ MPa}$

shponkalar uchun kesilishdagi joiz kuchlanish $[\tau]_{\text{kec}} = 70 \dots 100 \text{ MPa}$ oraligida bo'ladi.

Shponkalarni jadvallardan tanlash va mustaxkamligini tekshirish mumkin.

1. Prizmatik shponkani ezilishga hisoblash.

$P = \frac{2T}{d}$ shponka uzatadigan aylanma kuch ezilish yuzasi

$F_{\text{33}} = (0,95h - f)l_{\text{uuu}}$ bu erda $f=0,05h$ shponkali faskasi.

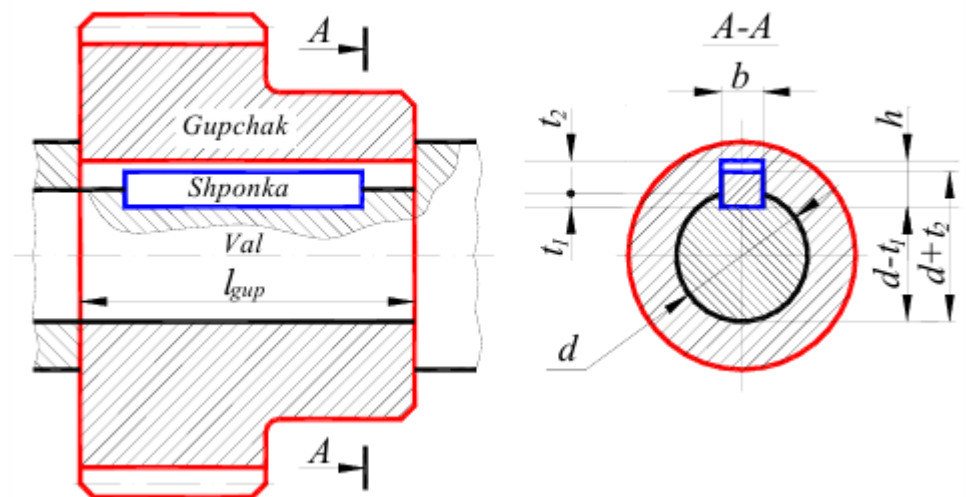
$$\text{U xolda, } \sigma_{\text{33}} = \frac{2M}{d(0,95 \cdot h - f)l_{\text{uuu}}} \leq [\sigma]_{\text{33}}$$

Bu erda $T=M$ - burovchi moment

$(0,95h-f)$ - stupisadagi ishchi o'yi

$[\sigma]_{\text{33}}$ - ruxsat etiladigan ezilishdagi zo'riqish.

l_{uuu} - shponkali ishchi uzunligi



1. Segmentli shponkani ezilishga hisoblash.

$$\sigma_{\text{33}} = \frac{2T}{d(h-t)l_{\text{uuu}}} \leq [\sigma]_{\text{33}} \quad \text{Bu erda } l - \text{shponka uzunligi} \quad (h-t) - \text{stupisadagi ishchi o'yiq}$$

Kesilishga hisoblash $\tau_{\text{kec}} = \frac{2T}{dbl} \leq [\tau]_{\text{kec}}$ bu erda δ - shponkaeni

$[\tau]_{\text{kec}}$ - stupisadagi ishchi o'yi

$$\sigma_{\text{33}} = \frac{12T}{\delta l_{\text{uuu}}(\delta + 6fd)l_{\text{uuu}}} \leq [\sigma]_{\text{33}} \text{ bu erda } l_{\text{uuu}} - \text{shponkani ishchi uzunligi.}$$

f - ishqalanish koeffisienti $f = 0,15 \dots 0,18$ $[\tau]_{\text{kec}} = 70 \dots 100 \text{ MPa}$

Таблица 3.11

Соединение призматической шпонкой		
Детали шпоночного соединения		Соединение в сборе
Призматические шпонки		
Исполнение 1	Исполнение 2	Исполнение 3

Agar valning sirtida va ungao'rnatilgan detal gunchagiteshigining sirtidaunchacho'qurbo'lmaganariq chalaro'yilib, detallardan birinichizigi ikkinchisining botig'igatushadiganqilibo'rnatilsa, shlisli birikma hosil bo'ladi.

Shlisli birikma shponka lib birikmalarga nisbatan quyidagifazalliklarga ega:

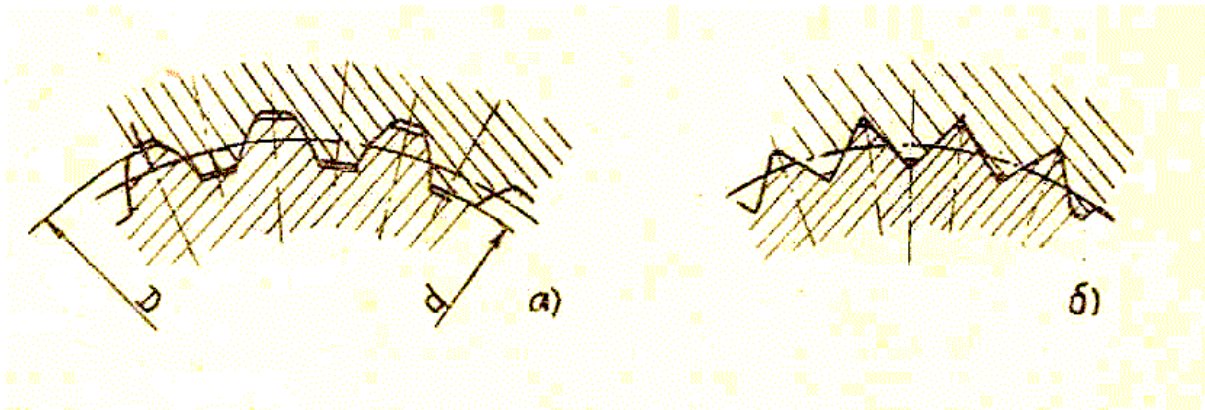
1. Detallar va laryaxshimarkazlashadi, o'q boyicha siljishani qayunoladi.
2. Detallar soni kamayadi. Shlisda 2-ta detal, shponkada 3-4 ta detal.
3. Bir xil ulchamlarda shlisli katta buralish momenti olib berishi mumkin, sababi detallarni kontakt yuzalari ko'p.
4. Dinamik zo'riqishlarda yaxshi ishlaydi, chunki tishlar orasida kuchlar bir xil tarqaladi.
5. Val kam zaiflashadi.
6. Gupchak (stupisa) uzunligi kamayadi.

Shlisli birikmani asosiy kamchiligi uni tayyorlash kiyinligi va tannarxini yo'qoriligi.

Shlisli birikmalar quyidagilarga bo'linadi:

Birlashish harakteriga qarab qo'zgaluvchi va qo'zg'almas bo'ladi. Tish formasiga qarab, tugritishli, uch burchakli tishli va evolvent profil tishli.

Valga nisbatan stupisa ni markazlashiga qarab tashqi va ichki diametrlaribo'yichavatishlarini yonbosh yuzalaribo'yicha.



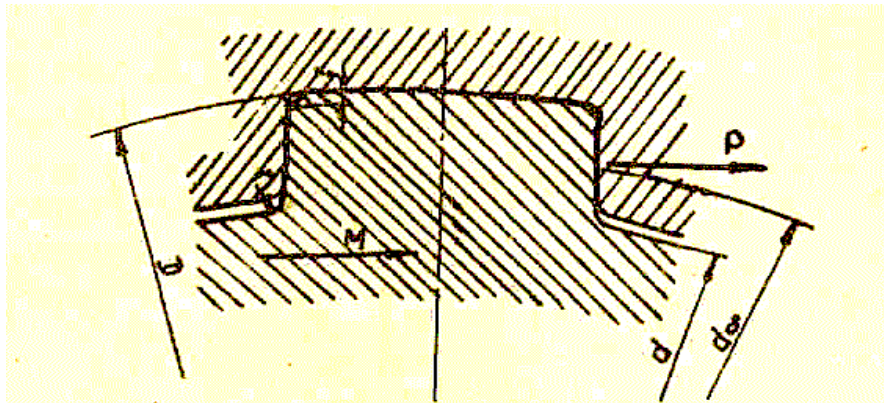
Rasm 14. (a) evolventprofilitishva (b) uchburchakprofilitish.

Detallarshlitsadimetrlari Dyokidbo'yichamarkazlashtirilganvalvagupchakningo'qdoshbo'lishiyaxshita'minlanadi.

Birokyonyoklarimarkazlashtirilgandayo'qlanishshlisaorasidabirxiltaqsimlanadi.

Buningnatijasidabirikmako'proqyuklanishdaishlayoladi.

Shlisningo'lchamlarishponkaniqikabivalningdiametrigaqarab, tegishliGOSTboyichajadvallaridantanlabolinadi. Shlislibirikmalarnimustaxkamliginihisoblash. Shlislibirikmalarasantishlariezilishgatekshiriladi.



Rasm-15

$$\sigma_{\text{зз}} = \frac{2T}{0,75zd_{\text{yp}}F_{\text{зз}}} \leq [\sigma]_{\text{зз}} \quad \text{Bu erda } z - \text{tishlar soni}$$



$d_{yp} = \frac{D+d}{2}$ - tishni o'rta diametri

F_{33} - tishni ezilish yuzasi.

To'g'ri burchakli profilli shlisa uchun

$$F_{33} = \left(\frac{D-d}{2} - f - z \right) l_{uu}$$

buerda l_{uu} - tishni ishchi uzunligi evolevent profil shlisa uchun

$$F_{33} = 0,8 m l_{uu} \text{ buerda: } m - \text{tish moduli.}$$

Shlitslar uchun ezuvchi kuchlanishning joiz qiymati birikmaning ishlash sharoitiga ham unitash kiletuvchi detallarning termik ishlanganligiga qarab belgilanadi. Shlislarning sirti termik ishlanmaganda:

$$[\sigma]_{33} = 60 \dots 100 \text{ MPa} \text{ Shlislarning sirti termik ishlanganda: } [\sigma]_{33} = 100 \dots 140 \text{ MPa}$$

30 MAVZU

VALLAR VA O'QLAR.

Val va o'qlar tishliq ildirak, shki vashukabi ay lanuvchi qismlarni o'rnatish uchun ishlatiladigan asosiy detallardir.

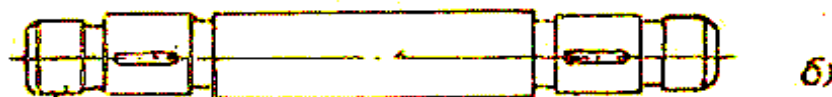
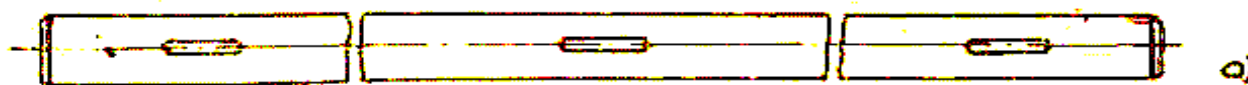
Val asosan burovchi momentni olib berish uchun ishlatiladi.

Val buralishga hisoblanadi,

o'q faqat egilishga hisoblanadi.

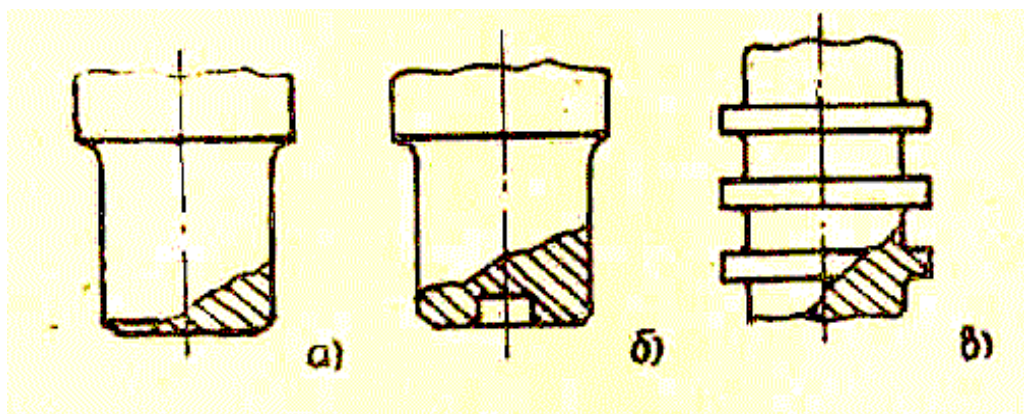
Geometrik ko'rinishga qarab val o'qlar - tug'ri, tirsakli va egiluvchan bo'lishi mumkin. Uzunligi bo'yicha silliq va pog'onali bo'ladi. Kesimlari bo'yicha yaxlit va kovakvallargabo'linadi

Rasm 16. Val va O'qlarni asosiy tarlari:



a- silliq tarmoqsimon val b- pog'onali val Val va O'qlarni konstruktiv elementlari.

Val va O'qlarni tayanch joylarda yotgani turum deb ataladi. Ular bo'yin, tovan va ichki bo'yinlarga bo'linadi. Tovan asosan o'q bo'yicha yo'nalgan kuchlarni qabul qiladi. Tovanlarni tayanch joylari tovan osti deb yuritiladi. Tovanlar asosan 3 - guruhga bo'linadi: yaxlit, halqali va taroqsimon.



Rasm17. Tovonlarga- yaxlit: b-halqali: v-taroqsimon:



Val va o'qlarni o'tkazish yuzalari silindrsimon va konussimon qilib tayyorlanadi.

Vallar asosan charchash mustaxkamligiga va kattiklikka hisoblanadi.

Vallarni mustaxkamlikka hisoblash.

Vallarni mustaxkamlikka hisoblashni aniqlik darajasi boyicha, quyidagi usullarga bo'lish mumkin.

1. Taxminiy usul. 2. Taqribiy usul. 3. Aniqlashtirilgan usul (nisbatan aniq usul)

Taxminiy usulda valni diametri

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}}, \text{ MM bu erda } T - \text{ burovchi moment, Nmm}$$

$[\tau]$ - buralishdagi joiz kuchlanish (5,6,35,40,45,40x markali po'lat materiallardan tayyorlangan vallar uchun). Taqribiy usul. Valga ta'sir etayotgan burovchi T va eguvchi M momentlarni hisobga olgan xolda valning eng xavfli kesimidagi diametri quyidagi formula yordamida aniqlanadi.

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{экв}}}{0,1[\sigma]_{\text{эз}}}}, \text{ MM}$$

bu erda $M_{\text{экв}} = M_{\text{yM}} + T^2$ momentning ekvivalent qiymati $H \cdot \text{MM}$

$$M_{\text{yM}} = M_{\text{H-H}}^2 + M_{\text{V-V}}^2 - \text{eguvchi momentning umumiy qiymati:}$$

$M_{\text{H-H}}, M_{\text{V-V}}$ - gorizantal va vertikal tekislikda valning hisoblanayotgan kesimidagi eguvchi moment bulib, qiymati valning epyurasidan olinadi:

$$T - \text{ burovchi moment, } H_{\text{MM}} : [\sigma]_{\text{эз}} = 50 \dots 60 \text{ MПа}$$

Nisbatan aniq usul:

a) valni charchash mustaxkamligiga tekshirishda valni xavfsizlik koeffisienti aniqlanadi.

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} \leq [n]$$

buerda $[n] = 1,5 \dots 2,0$ xavfsizlikkoeffisientini joiz qiymati:

- xavfsizlikkoeffisientining normal vaurinmakuchlanishlar boyicha qiymatlari:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\left(\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}}\right) \sigma_a + \Psi_{\sigma} \sigma_m} ; \quad n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\left(\frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}}\right) \tau_a + \Psi_{\tau} \tau_m}$$

$\sigma_{-1} = 0,43 \sigma_M$ - chidamlilik chegarasining egilishdagikuchlanish boyicha qiymati:

$\tau_{-1} = 0,58 \sigma_{-1}$ - chidamlilik chegarasining urinmakuchlanish boyicha qiymati:

σ_M - valuchuntanlangan materialning mastaxkamlik chegarasibulib, qiymati jadvaldan olinadi:

$$\sigma_a = \frac{M_{\text{yM}}}{W} - \text{valning tekshirilayotgan kesimidagi normal kuchlanish.}$$

$$\tau_a = \tau_M = \frac{T}{2W_K} - \text{valning tekshirilayotgan kesimidagi urinmakuchlanish}$$

W_1, W_k - val kesimining karshilik momentivakutbiy karshilik momenti:

K_{σ}, K_{τ} -

kuchlanishlar bir joyga tuplanishning xavfsizlikkoeffisientini qiymatiga ta'sirini hisobga oluvchi koeffisientlar



$\varepsilon_\sigma = \varepsilon_\tau$ - val materiali va diametrining xavfsizlik koeffisient.

$\sigma_m : \tau_m$ - kuchlanish sikllarini uzgarmas qiymati.

$\Psi_\sigma : \Psi_\tau$ - kuchlanish sikli uzgarmas kismining xavfsizlik koeffisienti qiymatiga ta'sirini hisobga oluvchi koeffisient.

Vallarni statik mustaxkamlikka hisoblash $\sigma_{\text{ок}} = \sqrt{\sigma_{\text{max}}^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]_{\text{uec}}.$

Valning chegaraviyzo'riqishidagi joizqiymati: $[\sigma]_{\text{uec}} = 0,8\sigma_{\text{ок}}$

Vallarni bikrlikka hisoblash.

a) maksimal egilish $f = \frac{l^3 \sqrt{P^2 + T^2}}{48EJ} \leq [f]$

bu erda: l – valnitayanchoraligidagimasofa
RvaT- valdagi aylanmavaradialkuchlar.
 E – elastiklikmoduli
 J - valkesiminikeltirilgan inersiyamomenti.

b) maksimal buralish $\varphi_0 = \frac{M_{\text{оyp}}}{\sigma J_p} \leq [\varphi_0]$

bu erda $M_{\text{оyp}}$ - buralish momenti

σ - siljish moduli J_p - kutbmoment inersiyasi. $[\varphi_0]$ - qiymati valni bajaradigan ishturiga qarab

$\varphi_0 = (5,0...22) \cdot 10^{-3} 120 \text{ p} / \mathcal{M}$ - oraligida olinadi.

O'qlarini mustaxkamlikka hisoblash.

O'qlar hamvallarga o'xshab hisoblanadi. Faqat $M_{\text{bur}}=0$, deb olinadi, chunki buralish momenti ni uzatmaydi, egilishda hisoblanadi.

$[\sigma]_{\text{oc}} = 100...160 \text{ } / \text{ }_{\text{MM}^2}$ oralig'ida olinadi.

Valgata'sir qiluvchi kuchlar.

Vallarga, asosan aylanma F_t , o'qqatikyo'naluvchi F_z , hamda boylama F_a kuchlarta'sir qiladi.

1. Kiyatishli silindrsimon uzatmadahosil bo'luvchi kuchlar:

$$F_{t_1} = \frac{2T_1}{d_1} \quad F_{z_1} = F_{t_1} \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta \quad F_{a_1} = F_{t_1} \operatorname{tg} \beta$$

2. Konussimon uzatmada hosil bo'luvchi kuchlar

$$F_{t_1} = \frac{2T_1}{d_1} \quad F_{z_1} = F_{a_2} = F_{t_1} \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \varphi_1 \quad F_{a_1} = F_{z_2} = F_{t_1} \operatorname{tg} \alpha \sin \varphi_1$$

3. Chervyakli uzatmadahosil bo'luvchi kuchlar.

$$F_{t_1} = F_{a_1} = \frac{2T_1}{d_1} \quad F_{t_2} = F_{a_1} = \frac{2T_2}{d_2} \quad F_z = F_t \operatorname{tg} \alpha$$



MEXANIK UZATMA. FRIKSION UZATMALAR.

Mashina va mexanizmlarda aylanma harakat eng ko'p tarkalgan harakat bulib, u quyidagi afzalliklarga ega:

Harakatni bir tekis olib beradi va ishqalanishga kam quvvat sarflaydi. Oddiy va ixcham uzatma hosil qiladi. Uzatma energiyani uning manbaidan iste'mol qiluvchi organga uzatib beradigan qurilmaga aytiladi. Mashinasozlikda, mexanik, pnevmatik, gidravlik va elektrik uzatmalar ishlatiladi.

Uzatmalar tasnifi.

Uzatma ishlash tarziga qarab 2-guruhga bo'linadi:

1. Ishqalanish hisobida ishlaydigan uzatmalar (friksion va tasmali uzatmalar).
1. Ilashish hisobida ishlaydigan uzatmalar (tishli, chervyakli va zanjirli uzatmalar).

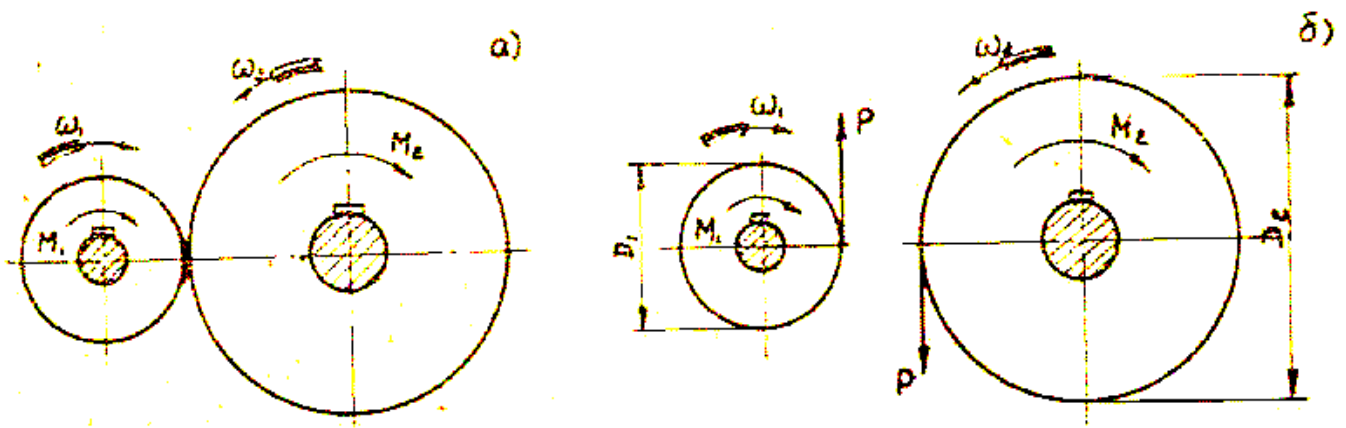
Etaklovchi va etaklanuvchi zvenolarini birlashishiga qarab 2 –guruhga bo'ladi.

Kontakt yuli bilan uzatadi – friksion, tishli va chervyakli:

Egiluvchan boglanuvchi uzatma – tasmali, zanjirli. Egiluvchan 4.boglanuvchi uzatma etaklovchi va etaklanuvchi vallar orasidagi masofa uzok bo'lgan xolda ishlatiladi.

Uzatmani kinematik hisoblash.

Hamma uzatmada etaklovchi va etaklanuvi – vallardagi quvvat va etaklovchi etaklanuvchi vallardagi burchak tezliklari berilgan bo'ladi.



Bu ikki parametr har qanday uzatmada loyihalash hisobini bajarish uchun kerak.

Rasm 18. Uzatmada momentlarni yunalishini kursatish sxemasi:

a-g'ildiraklar ish holatida: b-g'ildiraklar ajratilgan holatda.

Uzatmani qo'shimcha xarakteristikalar.

A) mexanik F.I.K.

$$\eta = \frac{N_2}{N_1} \quad \text{ko'p pog'onali uzatmalarda} \quad \eta_{ym} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_n$$

bu erda $\eta_1; \eta_2; \eta_3; \eta_n$ - har bri uzatmani F.I.K. (tishli, chervyakli, tasmali va boshqa uzatmalar, podshipniklar, muftalar).

B) aylanma tezlik

$$v = \frac{\omega D}{2 \cdot 1000} \text{ m/s}$$

bu erda D- g'ildirak, katok, shkviv vo boshqalar diametri, mm.

V) aylanma kuch

$$P = \frac{1000N}{v} = \frac{2M_1}{D}, H$$

buerda: N – quvvat, kVt

g) burovchi momentlar.

$$M_1 = \frac{PD_1}{2} = 10^6 \frac{N_1}{\omega_1}, H \cdot \text{mm} \quad M_2 = \frac{PD_2}{2} = 10^6 \frac{N_2}{\omega_2}, H \cdot \text{mm} \quad \frac{M_2}{M_1} = \frac{N_2}{N_1} \frac{\omega_1}{\omega_2} = \eta \cdot i$$

bu erda i - aylanishlar soni

$$i = \frac{M_2}{M_1 \eta} \quad \text{Ko'p pog'onali uzatmalar uchun} \quad i_{y\text{um}} = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \dots i_n$$

bu erda: $i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \dots i_n$ - har bri uzatmani aylanishlar soni.

Agar etaklovchi valning harakati etaklanuvchi valga ishqalanish kuchi vositasida uzatilsa, bunday uzatma friksion uzatma deyiladi.

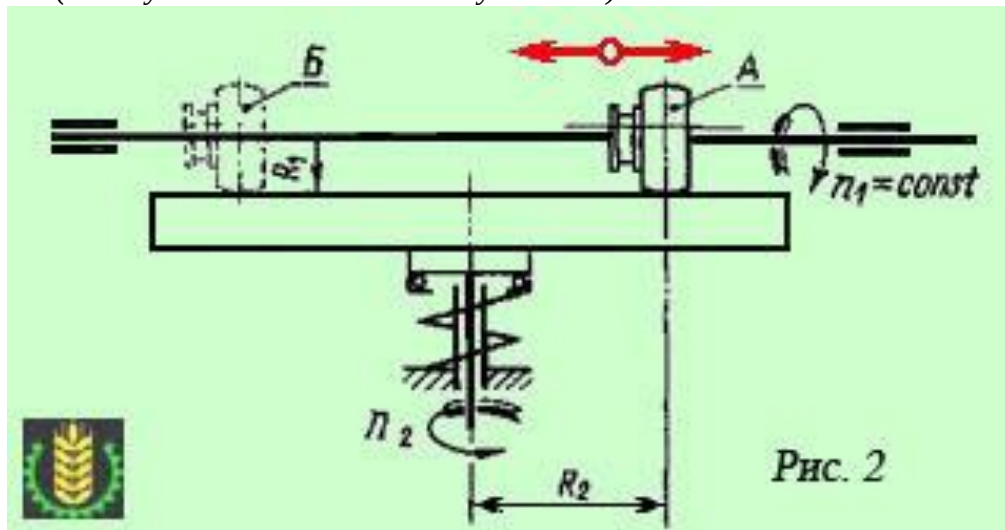
Uzatmani ishlash sharti.

$T_{uu} \geq P$ bu erda: R- aylanma kuch T_{ish} - kontakt joyidagi ishqalanish kuchi

Friksion uzatmani tasnifi.

Uzatmatuzilishiga qarab ikkiturgabo'linadi:

1. Aylanishlar soni o'zgarmaydigan
2. Ishlash davrida aylanishlar soni bir tekis uzgaradigan (bunday uzatmalar variatorlar deb yuritiladi.)



Rasm.20. labovoy variator sxemasi.

Val O'qlarini joylashishiga qarab 3-turgabo'linadi.

1. O'qlar parallel joylashadi, - silindirik friksion uzatmalar.
2. O'qlar 90% ostida kesishadi – konussimon friksion uzatmalar.
3. O'qlar bir-birini ustidan utadi- lobovoy variatorlar.

Uzatma ishlash shartiga qarab ochik va Yopiq bo'lish mumkin.

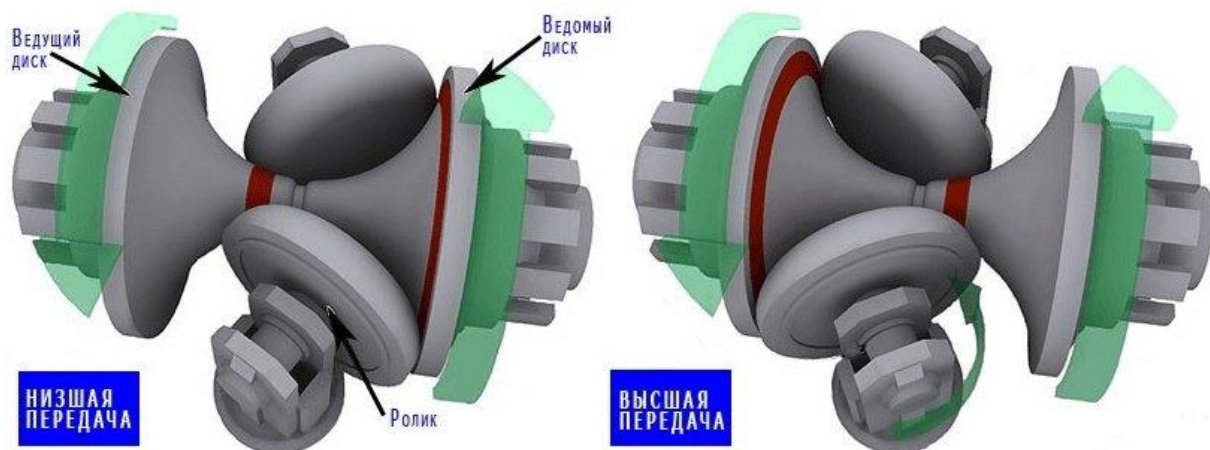
Yopiq uzatma moyli vannalarda ishlaydi.

Afzalliklar:

1. Tuzilish oddiy, xizmat qilish oson.
2. Ishlaganda silliq va shovkinsiz ishlaydi.
3. Harakatni tuxtatmasdan aylanishlar sonini uzgartirish mumkin. (variatorlar).

Kamchiligi

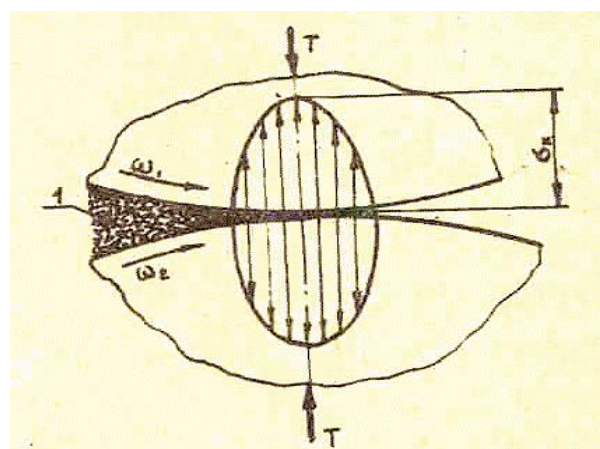
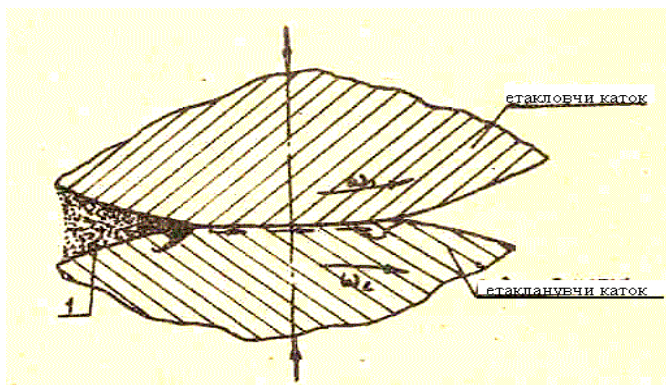
1. Ishchi yuzalarini tekisvatezeyiladi.
2. Vallarda vapodshipniklardakattazo'riqish hosil qiladi.
3. Katoklarsirpanish hisobida aylanishlar soni uzgaradi



Ishlatishjoylari.

Friksionuzatmalarasosanpresslarda, molotalarda, priborlardaishlatiladi. Ularasosanquvvati 50 kVtvaaylanishtezligi 25m/sbo'lganjoylardako'proqishlatiladi. Kotoklarni eyilishi.

1. Charchashhisobidaeyilish (pitting), buasosanYopiquzatmalardauchraydi. Moybilankushilibkum, metallkipiklarikiribkolsaularkatokniishlashiniyomonlashtiradi.
2. Zadir. Buyoyilishkatoklartezaylangandakatokyuzlaridagimoyplyonkasiniyirtilishinatijasihosilbo'lad i.
3. Mexanikeyilish. Katoklarishlagandayuzalarieyiladi, natijada geometric ulchamlariuzgaradi.



Rasm.21. Kontaktzo'riqishepyurasi (- moylipona).Rasm 22. Zadir xodisasi.

Silindirikfriksionuzatmanihisoblash.

Aylanishlarsoni.
$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_2}{D_1(1-\varepsilon)} = \frac{D_2}{D_1}$$

buerda $\varepsilon = 0,005...0.03$ sirpanishkoeffisienti.

O'qlarorasidagimasofa
$$i \leq 6 \quad A = \frac{D_1 + D_2}{2} = \frac{D_1(1+i)}{2}$$

Etaklovchi katok diametri.
$$D_1 = \frac{2A}{1+i}$$

Etaklanuvi katok diametri. $D_z = D_1 i = \frac{2A \cdot i}{1+i}$

Uzatmadaqizuriqish.

Uzatmaquyidagishartgajavobberishshart.

$T_{uuu} \geq P$ buerda: ishqalanishkuchi $T_{uuu} \geq fT$ f - ishqalanishkoeffisienti.

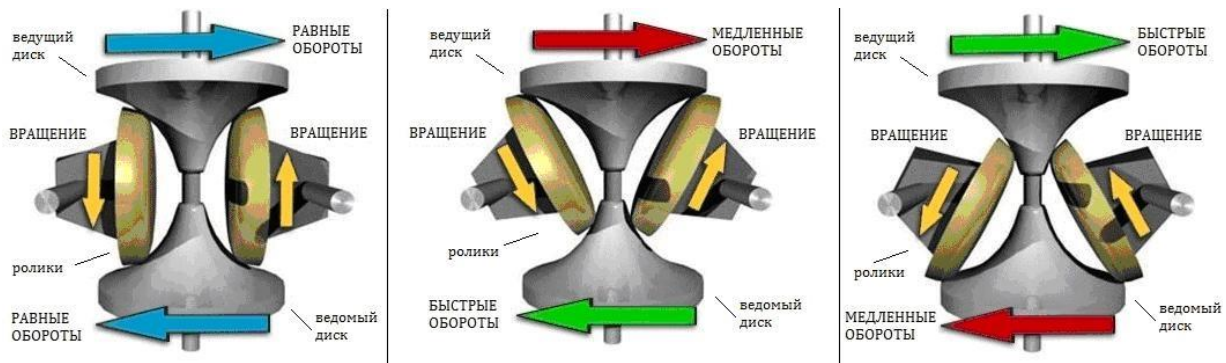
T – katokni qisadigan prujina kuchi.

Aylanma kuch. $P = \frac{2M_1}{D_1} = \frac{M_1(1+i)}{A}$ u holda $fT = \frac{M_1(1+i)}{A}$

bu yerdan prujina kuchi $T = K \frac{M_1(1+i)}{fA} = K \frac{P}{f}$ bu erda: K -zo'riqish koeffisienti

kuchli uzatmalarda $K=1,25 \dots 1,5$ priborlarda $K=3 \dots 5$

Silindrik friksion uzatmani mustaxkamlikka hisoblash.



1. Kontakt zo'riqishda hisoblash.

Kontakt zo'riqishida Gers formulasi boyicha hisoblanadi.

$\sigma_H = 0,418 \sqrt{q \frac{E_{kel}}{\rho_{kel}}} \leq [\sigma]_H$ buerda: q -kontaktchizigidaginormalbosim:

E_{kel} – keltirilganelastiklikmoduli.

ρ_{kel} - keltirilganqiyshliqradiusi.

$E_{kel} = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2} \rho_{kel} = \frac{\rho_1\rho_2}{\rho_1 + \rho_2} q = \frac{T}{\phi_2}$ bu erda: ϕ_2 – katta katokni eni

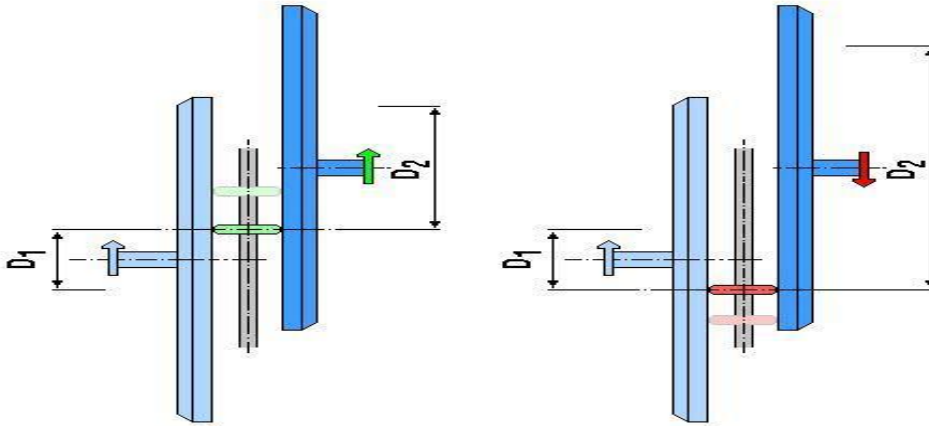
2.akt chizigidagi bosimnii hisoblash.

Friksion uzatmalarni materiallari Go'q konuniga buysinmasa (fibra, rezina) u xolda materiallar eyilishiga chidamlilikka hisoblanadi.

$q = \frac{M_1 R(1+i)}{\phi_2 fA} \leq [q]$ bu erda ϕ_2 -katta katok eni

$[q]$ - ruxsat etiladigan normal yo'qlamani joiz qiymati loyihalash hisobi.

$$A \geq \sqrt{\frac{M_1 K(1+i)}{[q] \rho \Psi}}$$



32 MAVZU

TISHLIUZATMALAR. TISHLIUZATMANITISHLASHISHNAZARIYASI.

Harakatning bir valdan ikkinchi valga o'tirishligi 'ildiraklar vositasida uzatish mexanizmi tishli uzatma deb ataladi.

Aniqlik bo'yicha diametri 1 mm dan kichik bo'lgan tishli 'ildiraklar ishlatilgan bir vaqtda, ogirsanoatda diametri bir necha 10 mgacha bo'lganlarini kurish mumkin. 1760 yilda Eylert tavsiya etgan evolvent bo'yicha ilashuvchi profil tishlardir.

Afzalliklar.

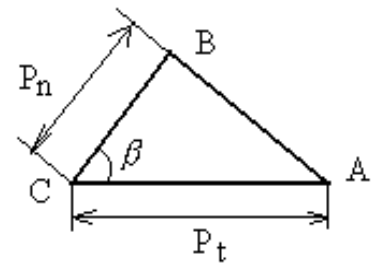
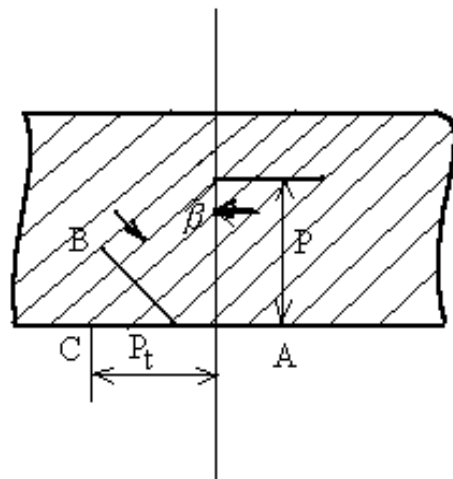
1. Sekundiga 150 mgacha tezlik bilan katta
(bir necha ming kVt) quvvat uzatadigan uzatish soni bir necha yuzga etadi;
2. Sirtki ulchamlari nisbatan kichik bo'ladi;
3. Tayanchlariga tushadigan kuch uncha katta bulmaydi;
4. Foydali ish koeffisienti yuqori (0,97...0,98);
5. Uzatish soniga salbiy ta'sir etadigan sirpanish xodisasi bulmaydi;
6. Xilma-xil materiallardan foydalanishga imkon beradi:
Kamchiliklari.

1. Tayyorlashning nisbatan murakkabligi;
2. Ishlayotgan vaqtda shovkin chikarishi;
3. Zarb bilan ta'sir etuvchi kuchlarning zarari ko'proq sezilishidir.

Kiyatishli uzatma geometriyasining uzigaxususiyatlari.

Uzatmadagi aylana tezlik $V > 6 \text{ m/s}$ bo'lganda kiyayotgan sirpanish 'ildiraklardan foydalanish tavsiya etiladi,

chunki tugritishligi 'ildiraklarning bunday tezlik bilan ko'nikarli ishlashi uchun ularni tayyorlanishan iqligijudayo'qoribo'lishi kerak.



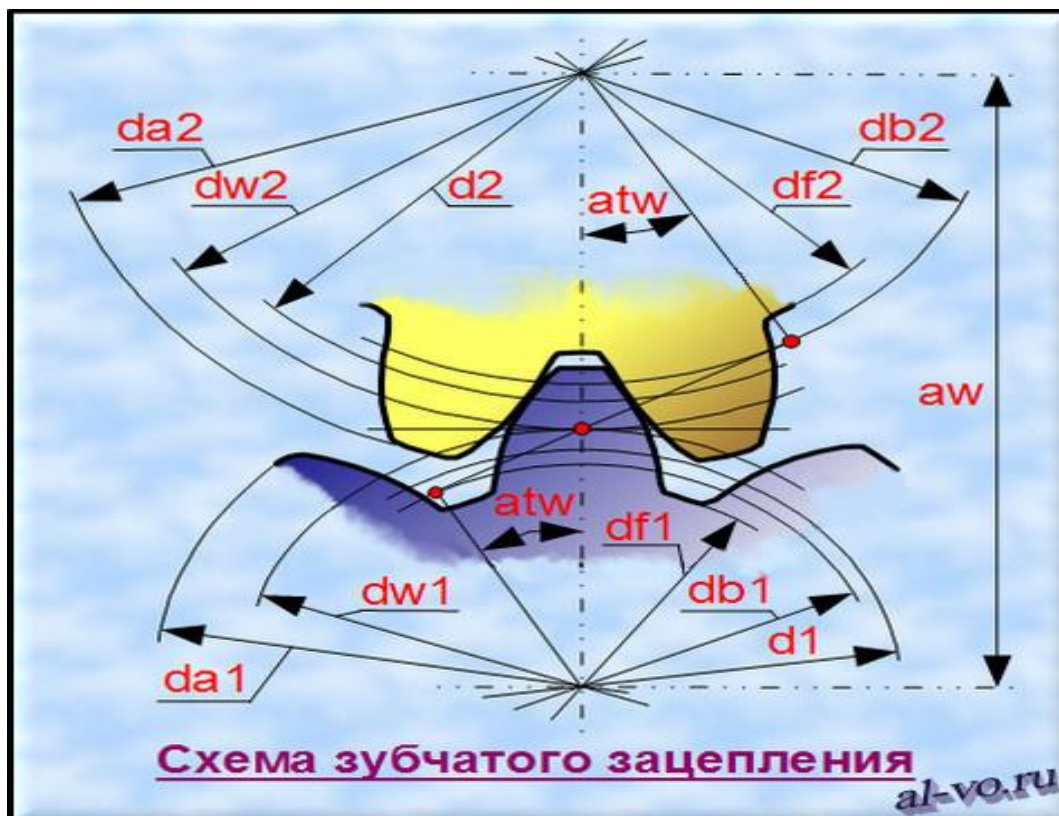
$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}; \quad P_t = \frac{P_n}{\cos \beta}; \quad \text{bu erda: } m_n - \text{normalmodul} \quad m_t - \text{yonsirtmoduli}$$

P_n - normalkadam P_t - yonsirtqadami β - tishogishburchagi.

Aytilganlargako'ra qiyatishlig'ildirakning bo'luvchidiametri

$$d_0 = m_t z = \frac{m_n z}{\cos \beta}$$

bu erda z - tishlar soni

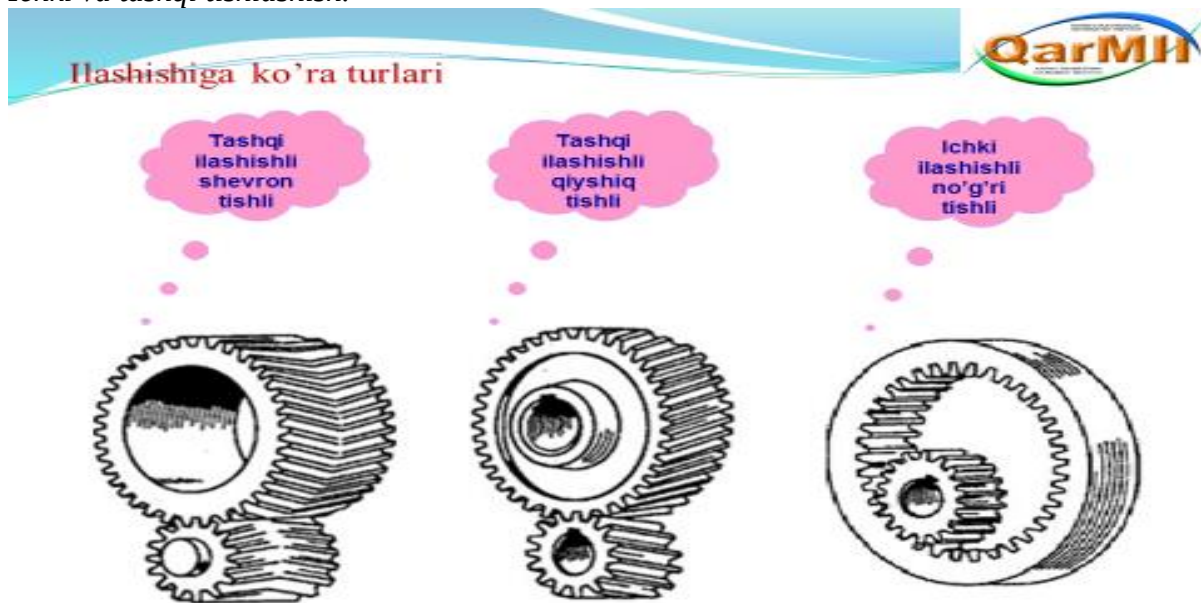


Tishliuzatmanitasnifi (klassifikasiyasi).

O'qlarini joylashishiga qarab tishliuzatmalar quyidagicha bo'ladi:

1. Silindrik - O'qlar paralel joylashgan;
2. Konusli - O'qlar 90° ostida kesishadi;
3. Chervyakli - O'qlar bir - birini ustidan utadi.

Tishlarini profiliga qarab quyidagicha bo'ladi:
Evolventali, sikloidalli, Novikov tishli uzatmasi.
Tishlashishiga qarab 2 xil bo'ladi:
Ichki va tashqi tishlashish.



Konstruksiyasiga qarab, yopiq va ochiq bo'ladi
Tish qiruvchi reykani siljitish hisobiga tish shaklini o'zgartirish.
Kam tishli shesterniyalar mustaxkamligi zaiflashuvining oldini olish maqsadida, ulardagi tishlar shakli 23-rasmda ko'rsatilgan. Tishli uzatmani geometrik ulchamlarini ixchamlashtirish maqsadida tishlar sonini kamaytirishga harakat kilinadi. Tishlar sonining kamayishi esa koplanish koefitsientining kamayishiga, bu esa uz navbatida, tish mustaxkamligini pasayishiga olib keladi. Odatda, bu qiymat quyidagicha bo'ladi. $Z_{min} = 17 \div 18$

Tishli g'ildiraklar tayyorlashda ishlatiladigan materiallar.

Hozirgi vaqtda tishli g'ildiraklar, asosan, po'lat, chugun va plastmassalardan tayyorlanadi. Tishli g'ildiraklarning katta quvvatli mashinalarda ishlatilishida ulchamlarini kichraytirish talab etilganligi uchun ularni ko'pi har xil po'latlardan, masalan 40, 45, 50, 40, G2, 50G, 40X, 30 XGS va boshqa markali po'latlardan tayyorlanadi. Zarb bilan ta'sir etadigan va yo'nalishi yoki tezligi o'zgarib turadigan kuch ta'sirida ishlaydigan uzatmalarning g'ildiraklari 18 XGT, 20 X2N4A, 15X, 20X, 12XZA markali po'latlardan ishlangani ma'kul.



Tishli uzatmalarning ishlash qobiliyati va ularning emirilishi.

Ilashishda bo'lgan tishlarga asosan ikkita kuch ta'sir etadi. Ulardan biri ilashish chizig'i A1, A2, bo'ylab, tishlarning evolventoviy sirtlariga tik yo'nalgan kuch. Ikkinchisi tishlar orasida sirpanish hodisasi ro'y berishidan hosil bo'ladigan ishqalanish kuchi:

Ulardan tishlarning ishlash qobiliyatini belgilovchi asosiy kuchlanishlar tish sirtida hosil bo'ladigan kontakt kuchlanish va tishning tubida paydo bo'ladigan eguvchi kuchlanishdir,

Tishlarning sirtining emirilishi deganda quyidagilarni tushinilish lozim.

a) Charchash oqibatida uvalanib ketishi.

b) Abrziv zarrachali muxitda va oddiy ishqalanish sharoitida emirilishi.

v) Katta nagruzka bilan ishlayotgan uzatmalarda bir g'ildirak tishi sirtning yulini, ikkinchi g'ildirak tishi sirtiga yopishib kolish xollari:

g) plastik deformasiyalanish okibatida siljishi:

d) termik ishlangan tishlar sirtki kattik katlamining kuchib ketish xollari:

Tishli uzatmada bir g'ildirak tishi ikkinchi g'ildirak tishiga ilashish hisobida hosil bo'ladi. Aylanishlar sonini uzgarmas saklash tishlashish nazariyasini ta'minlaydi.

Tishlashish nazariyasida.

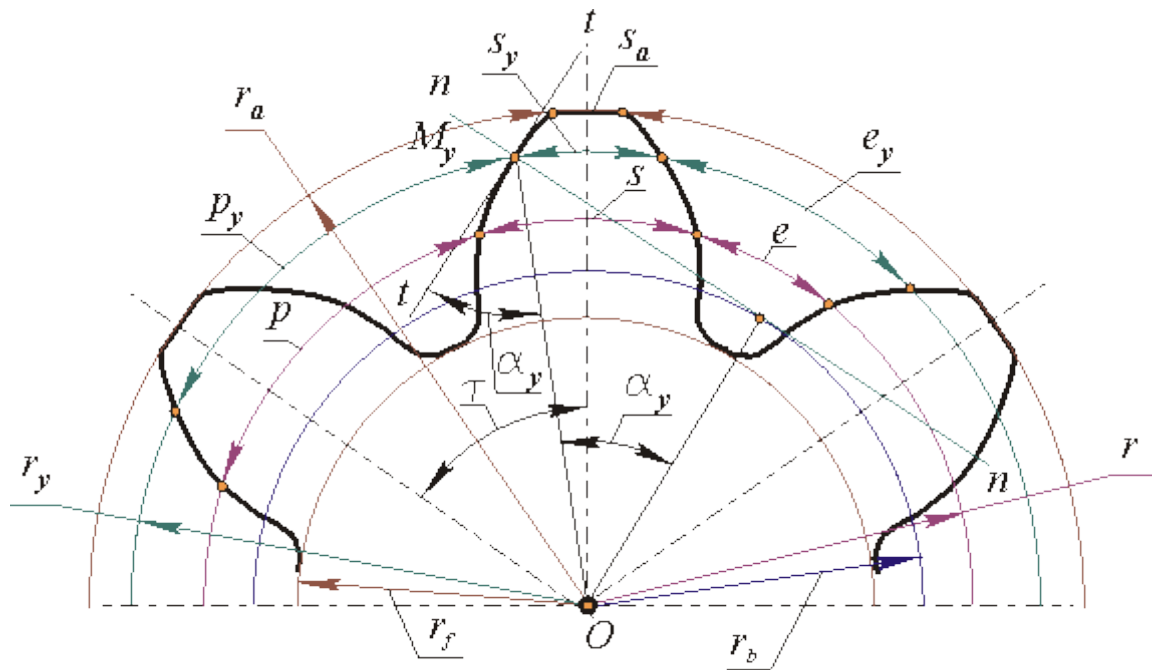
$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1} = \text{const} \quad \text{bu erda: } \omega_1 - \text{shesternyani burchak tezligi}$$

ω_2 - g'ildirakning burchak tezligi r_1 - shesternyani aylanma radiusi

r_2 - g'ildirakning aylanma radiusi.

Tish elementlarini geometrik ulchamlarini aniqlash uchun bo'lish aylanasi asos qilib olinadi. Har bir g'ildirakdagi ana shu aylananing uzunligi uchun quyidagi tenglikni tuzish mumkin:

$\pi d = z p_t$ bu erda: z - g'ildirakdagi tishlar soni: P_z - tish qadami: d - bo'luvchi aylanani diametri.



pus 12.1

Rasm.24. Tishlashish nazariyasini isbotlash sxemasi.

O_1 va O_2 markazlarga nisbatan S no'qtani aylanma tezliklari.

$$V_1 = O_1 S \omega_1 \quad v_2 = O_2 S \omega_2$$

Uchburchak aeS va VSO_1 uxshashligidan foydalanamiz, ya'ni

$$\frac{V_1^1}{V_1} = \frac{O_1 B}{O_1 S} \quad \text{bu erdan} \quad V_1^1 = \frac{V_1}{O_1 S} O_1 B = \omega_1 O_1 B$$

ΔafS va ΔCSO_2 uxshashlikdan foydalanamiz

$$\frac{V_2^1}{V_2} = \frac{O_2 C}{O_2 S} \quad \text{bu erdan} \quad V_2^1 = \frac{V_2}{O_2 S} O_2 C = \omega_2 O_2 C$$

$$V_1^1 = V_2^1 \quad \text{u xolda} \quad \omega_1 O_1 B_1 = \omega_2 O_2 C$$

$$\text{aylanalar soni } i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{O_2 C}{O_1 B} \quad \Delta O_2 pC \quad \text{va} \quad \Delta O_1 pB \quad \text{dan foydalanib}$$

$$\frac{O_2 C}{O_1 B} = \frac{O_2 P}{O_1 P} = \frac{r_2}{r_1} \quad \text{U holda } i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1} = \text{const}$$

Kontakt $[\sigma_H]$ va egilishdagi $[\sigma_F]$ kuchlanishlarni joiz qiymatlari.

$$[\sigma_H] = K_{HL} [\sigma_{H0}] \text{ MIIa} \quad [\sigma_F] = K_{FL} [\sigma_{F0}] \text{ MIIa}$$

buerda: $[\sigma_{H0}]$; $[\sigma_{F0}]$ - larning qiymati jadvaldantishlig'ildiraklarning materiali, ularning termik kaytashlashi hamdati shi yuzasi nakattaligiga nisbatan olinadi.

K_{HL} ; K_{FL} - uzatmani ishlash muddatini hisobga oluvchi koeffitsientlari.

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{H\lim} K_H}{[n]}, \quad \sigma_{H\lim} = 2HB + 70$$

Uzatmaniasosiyo 'lchamlari.

1.O'qlararo masofa.

$$a_w = K_a (i+1) \sqrt{\frac{K_{H\beta} T_2}{\psi_a i^2 [\sigma_H]^2}}, \text{ мм}$$

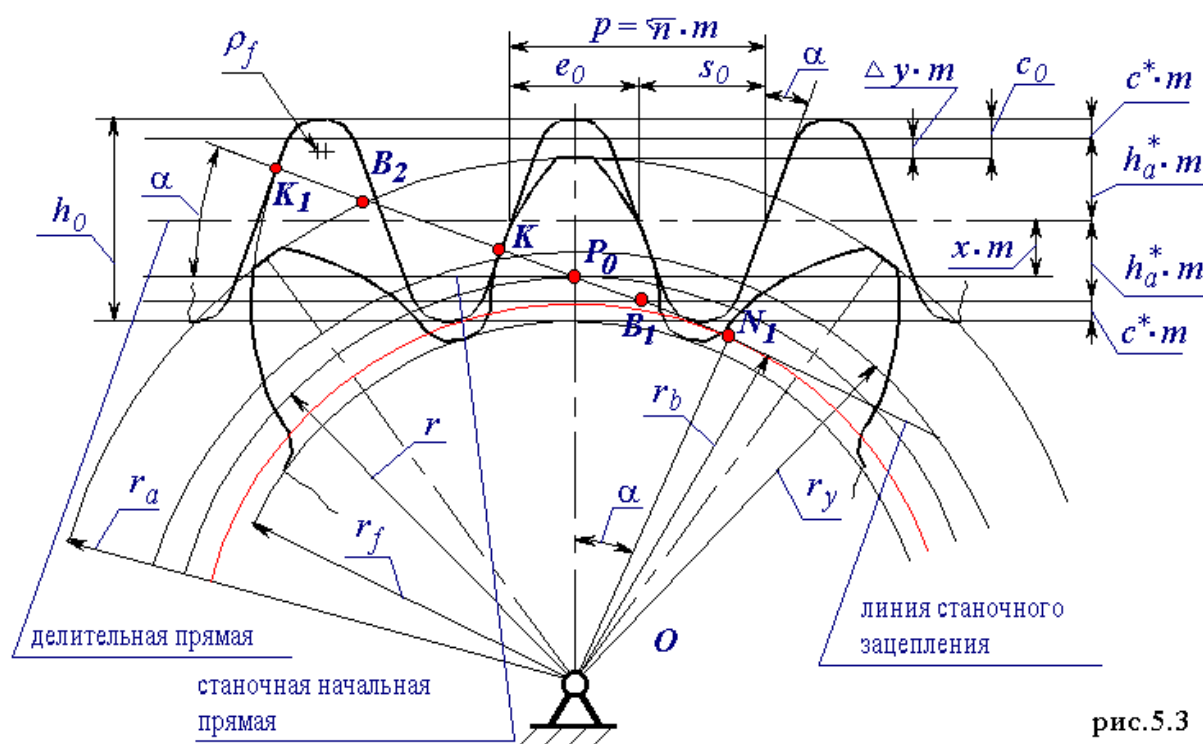
bu erda: K_a - o'qlararo masofa koeffitsienti (kiya tishli uzatmalar uchun $K_a = 430$; tugri tishli uzatma uchun $K_a = 495$)

T_2 - etaklanuvchi g'ildirakvalidagiburovchimoment, $H \cdot m$;

$K_{H\beta}$ - yo'qlanishning tish yuzasidan o'tekista qismlanish hisobga olinuvchi koeffitsient.

ψ_a -

uzatmagildiraginitayanchno'qtalarganisbatanjoylashishini hisobga olinuvchi koeffitsient simmetrik xolatdab o'lsa $\psi_a = 0,4 \dots 0,5$ nosemmetrik xolatda $\psi_a = 0,25 \dots 0,4$ konsol xolatda $\psi_a = 0,2 \dots 0,25$



Uzatmani moduli $m = (0,01 \dots 0,02) a_w, \text{ мм}$

2.Uzatmag'ildiraklarining umumiy tishlar soni va kiyalik burchagi.

Kiya tishli g'ildiraklar uchun kiyalik burchagining eng kichik qiymati.

$$\beta_{\min} = \arcsin 4m / e_2$$

Uzatma g'ildirak tishlarning umumiy soni.

$$Z_{\Sigma} = 2a_w \cos \beta_{\min} / m \quad \beta = 8^\circ \dots 18^\circ \text{ bo'lishi kerak}$$

3.Etaklovchi va etaklanuvchi tishli g'ildiraklarni tishlar soni.

$$Z_1 = Z_{\Sigma} / (i+1) > Z_{\min};$$

z_1 -ning hisoblab topilgan qiymati yaxlitlanib, to'g'ri tishli silindrsimon g'ildiraklar uchun qiya tishli silindrsimon g'ildiraklar uchun

$$Z_{\min} \geq 17 \quad Z_{\min} \geq 17(\cos \beta)^3$$

Etaklanuvchi g'ildirak tishlar soni. $Z_2 = Z_1 i$

Uzatma g'ildiraklarining aylanma diametrlari.

a) Bo'luvchi aylanma diametri. $d_1 = m_n z_1 / \cos \beta$; $d_2 = m_n z_2 / \cos \beta$

b) Tashqi diametr. $d_{a1} = d_1 + 2m_n$ $d_{a2} = d_2 + 2m_n$

v) Ichki diametr. $d_{f1} = d_1 - 2,4m_n$ $d_{f2} = d_2 - 2,4m_n$

1. Tishli uzatmada hosil bo'ladigan kuchlar.

Aylana kuch $F_t = 2T_2 / d_2$

Markazga intiluvchi kuch $F_r = F_t \tan \alpha \cos \beta$

Buylama kuch $F_a = F_t \tan \beta$

2. G'ildirak tishlarning egilishdagi kuchlanish.

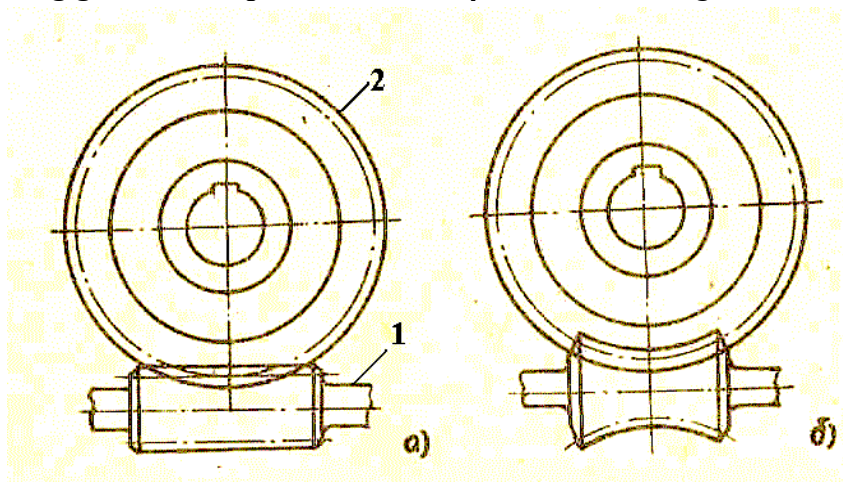
a) Etaklanuvchi g'ildirak uchun $\sigma_{F_2} = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} Y_{F_2} Y_{F\beta} F_t / \epsilon_2 m$, MPa

b) Etaklovchi g'ildirak uchun $\sigma_{F_1} = \sigma_{F_2}; \frac{Y_{F_2}}{Y_{F_1}}; \text{ MPa}$

33 MAVZU

CHERVYAKLI UZATMALAR.

Vallarning geometrik O'qlari X-X va Y-Y fazoda odatda, tugri burchak ostida kesishgan



xollarda chervyakli uzatma ishlatiladi.

1 – silindrli chervyak 2. globoidli chervyak.

Etaklovchi zveno – chervyak silindrik (a) va globoid formasida bo'lishi mumkin.

Afzalliklari:

1. Silliqlik va shovqinsiz ishlashi.
2. Ixcham uzatma bilan katta uzatish soni olish mumkinligi.
3. Chervyakni uzatma o'zi tormozlanish xususiyatiga ega ekanligi.
4. Katta aylanishlar soni olish mumkinligi.
(ayrim hollarda aylanishlar soni 1000 gacha)

Kamchiliklari:

1. Boshqauzatmalarga nisbatan F.I.K. kamligi ($= 0,8 \dots 0,82$)
2. Ishlash vaqtida tishlash zonasida katta issiqlik ajralib chiqishi.

3. Chervyakg'ildiraktishlariniyoyilishgachidamlikattikmateriallardantayyorlashzarurligi.

4. Uzatmadakattaeyilishbo'lishivatishlariniyopishibkolishxollari.

Ishlatilishjoylari.

Chervyakliuzatmalarasosanquvvatiungakattabulmaganjoylardaishlatiladi.

Quvvati 50 kVt dan oshmagan joylarda. Ular asosan, stanoklarda ko'tarish – tashish mashinalarida, tralleybuslarda ko'proq ishlatiladi.

Aylanishlar soni quyidagicha topiladi.

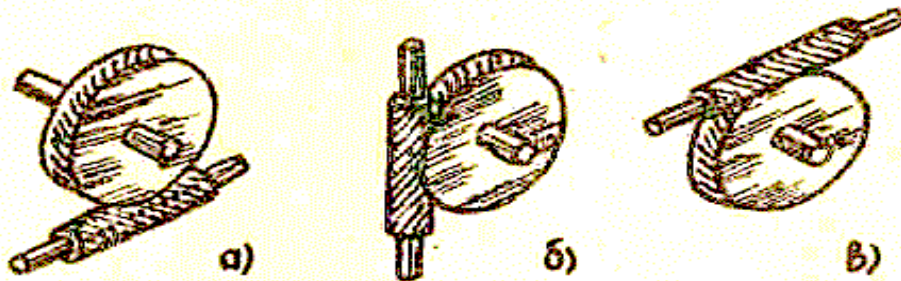
$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \quad \text{bu erda } z_1 \text{ va } z_2 - \text{chervyak kirimlar soni va chervyak gildiragini tishlar soni.}$$

n_1 va n_2 – chervyak aylanishlar soni va chervyak gildiragini aylanishlar soni.

Chervyakli uzatmalarni tasnifi.

Chervyaklarni tashqi yuzasi boyicha silindrik va globoid bo'lishi mumkin. Globoid chervyaklarni tayyorlash qiyin, shuni uchun tannarxi qimmat. Chervyaklar aylanishiga qarab o'ng va chap bo'ladi.

Chervyakli, chervyak g'ildiragiga nisbatan joylashishiga qarab 3 xil bo'ladi.



Rasm 25. chervyakli g'ildirakka nisbatan joylashishi.

a) pastga, b) yonboshga, v) yo'qoriga.

Chervyak vintlarni turiga qarab, arximedli, konvolentli va evolvent bo'lishi mumkin.

Uzatmani ishdan chiqish sabablari.

Materiallari. Chervyakli uzatmani asosiy harakterlaridan biri unda hosil bo'ladigan sirpanish tezligini kattaligi, bu uz navbatida gidrodinamik moylashga salbiy ta'sir qiladi. Asosiy ishdan chikish – yuzasini buzilishi yopishib kolishi va tishlarini eyilishi.

Chervyaklar (15X, 15XA, 20X, 12 XNZ, 20 XF sementlangan po'latlardan tayyorlanadi).

Ularni qattiqligi HRC – 56 – 62Ayrim hollarda 40,45,40X, 40XN po'latlardan tayyorlanadi. Bunday uzatma qo'l bilan harakatlangan mexanizmlarda ishlatiladi.

Uzatmani mustaxkamlikka hisoblash.

Chervyak g'ildirak tishi egilishga hisoblanadi.

$$\sigma_{\text{ae}} = \frac{X_H P_2 \cos \gamma}{1,3 m^2 q} \leq [\sigma_2] \text{ bu erda } m - \text{tishmoduli}$$

X_H - chervyakgildiragitishinimustaxkamlikkoeffisienti.

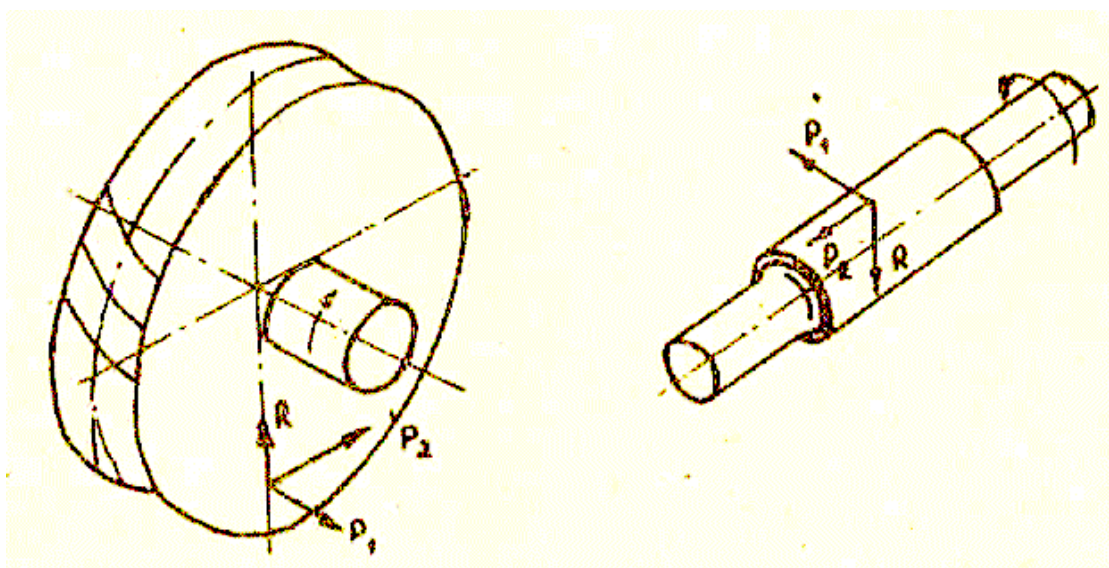
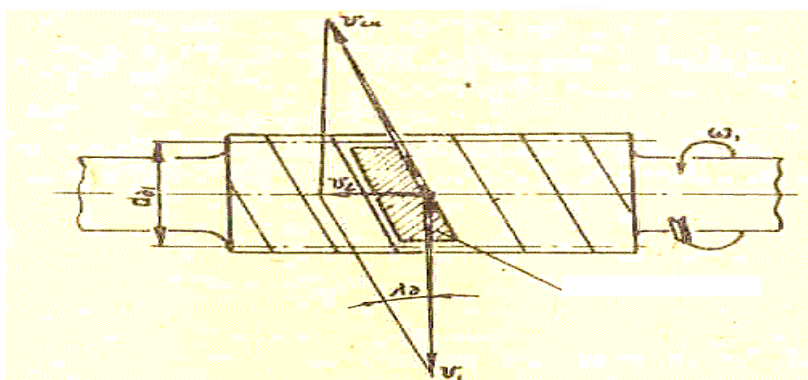
$X_H \cos \gamma$ - kontaktchiziginiog'ishburchagi.

KontaktmustaxkamligigaGersformulasiyordamidahisoblanadi.

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{q \frac{E_{\text{kel}}}{\rho_{\text{kel}}}} \leq [\sigma_H] \quad q - \text{kontaktchizigibo'yichata'sirqiluvchinormalnagruzka}$$

E_{kel} - keltirilgan elastiklikmoduli. ρ_{kel} - keltirilgan radiusqiyshiqligi.

Chervyakliuzatmadata'sirqiluvchikuchlar.



Rasm.26

G'ildirakdagi aylanma kuch, chervyakdagi o'q kuchiga teng bo'ladi. $P_2 = 2M_2 / d_2$

Chervyakdagi aylanma kuch, g'ildirakdagi o'q kuchiga teng bo'ladi. $P_1 = 2M_1 / d_1$

Radial kuch, bu ajratuvchikuch. $R = P_2 \tan \alpha$

Uzatmada sirpanish tezligi

Chervyakni aylanma tezligi. $V_1 = \frac{\omega_1 d_1}{2 \cdot 1000}, \text{ m/c}$

G'ildirakning aylanma tezligi $V_2 = \frac{\omega_2 d_{\partial_2}}{2 \cdot 1000}, m/c$

bu erda: d_{∂_1} va d_{∂_2} - chervyak va g'ildirakni buluv diametrlari, mm

ω_1 va ω_2 -chervyak va g'ildirakni burchak tezliklari, mm

$$V_{cup} = \sqrt{V_1^2 + V_2^2} = \frac{V_1}{\cos \lambda_0} = \frac{\omega_1 d \partial}{2000 \cos \lambda_0}$$

bu erdan shu narsa ma'lumki $V_{cup} > V_1$

Sirpanish tezligini katta bo'lishi uzatmani tez eyilishiga olib keladi.

Foydali ish koefitsienti (F.I.K.) $\eta_{uep} = \eta_n^n \eta_p \eta_{3.3} \eta_{6.n}$

bu erda: n - uzatmadagi juft podshipniklar soni.

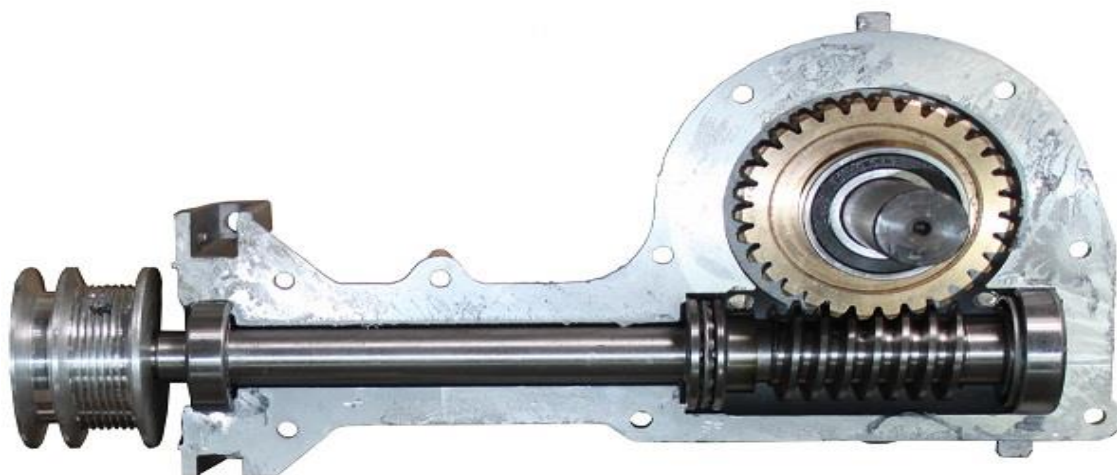
η_n - podshipniklarni F.I.K. $\eta_n = 0,999$

η_p - gidravlik yo'qotishlarni hisobga oluvchi F.I.K. $\eta_p = 0,97 \dots 0,98$

$\eta_{3.3}$ - tishlashishni hisobga oluvchi $\eta_{3.3} = 0,97 \dots 0,98$

$\eta_{6.n}$ - vintlijuftdagi F.I.K.

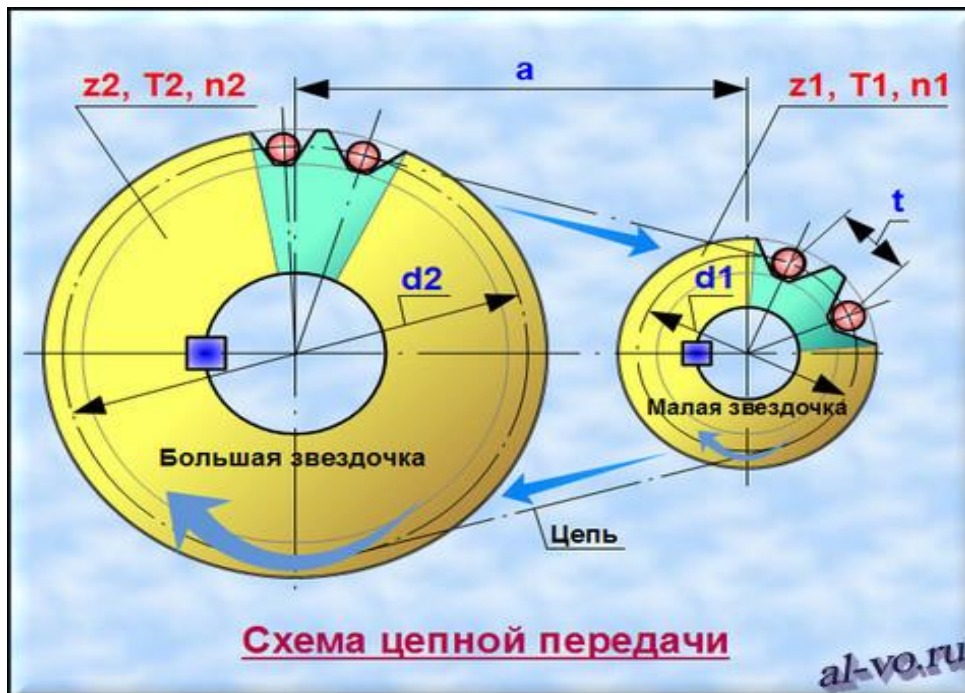
$$\eta_{6.n} = \frac{tg \lambda_{\delta}}{tg(\lambda_{\delta} + \rho^1)}.$$



34 MAVZU .

ZANJIRLI UZATMALAR.

Zanjirli uzatma etakchi va etaklanuvchi ikkita parallel valga o'tkazilgan ikkita tishli g'ildirak (yulduzcha) dan iborat bo'lib, ular shu yulduzchalarga kiydirilgan cheksiz, zanjir bilan bir-biriga bog'langandir.



Rasm 28

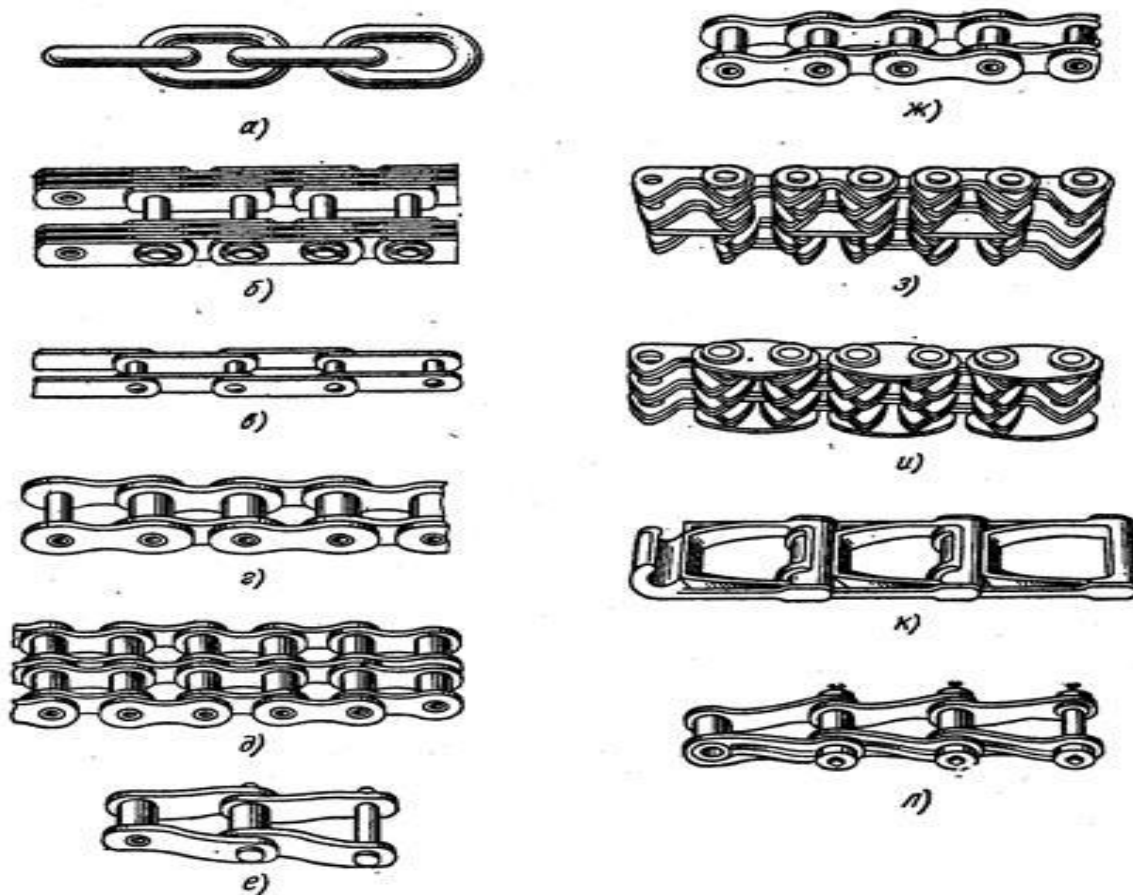


Afzalliklari.

1. O'qlaroaroorasidagimasofaanchauzunbo'lishimumkin ($A_{max}=5m$)
2. F.I.K. yo'qori ($\eta=0,97...0,98$)
3. Vallarda kam nagruzka bo'ladi, tasmali uzatmaga nisbatan.
4. Bir valdan bir necha vallarga harakat olib berish mumkin.

Kamchiliklari.

1. Nisbatan narxi yo'qori.
2. Harakat vaqtida aylanish bir tekis bo'lmaydi.
3. Ishlaganda shovqin chiqaradi.
4. Uzatmani yig'ish vaqtida aniqlik talab qilishi.



Zanjir uzatmalar asosan, stanoklarda, tarnsporterlarda va qishloq xo'jalik mashinalarida ko'proq qo'llaniladi.

Uzatmani tasnifi. (Klassifikatsiyasi).

Zanjirlar turiga qarab (rolikli, vtulkali va tishli) bo'ladi.

Nagruzkalarni olib berishiga qarab (bir qatorli va ko'p qatorli) zanjirlarga bo'linadi.

Etaklanuvchi yulduzchalar soniga qarab (normal – bir yulduzchali va maxsus – bir necha yulduzchali) bo'lishi mumkin. Uzatma ochiq yoki yopiq bo'lishi mumkin.

Zanjirli uzatma detallari.

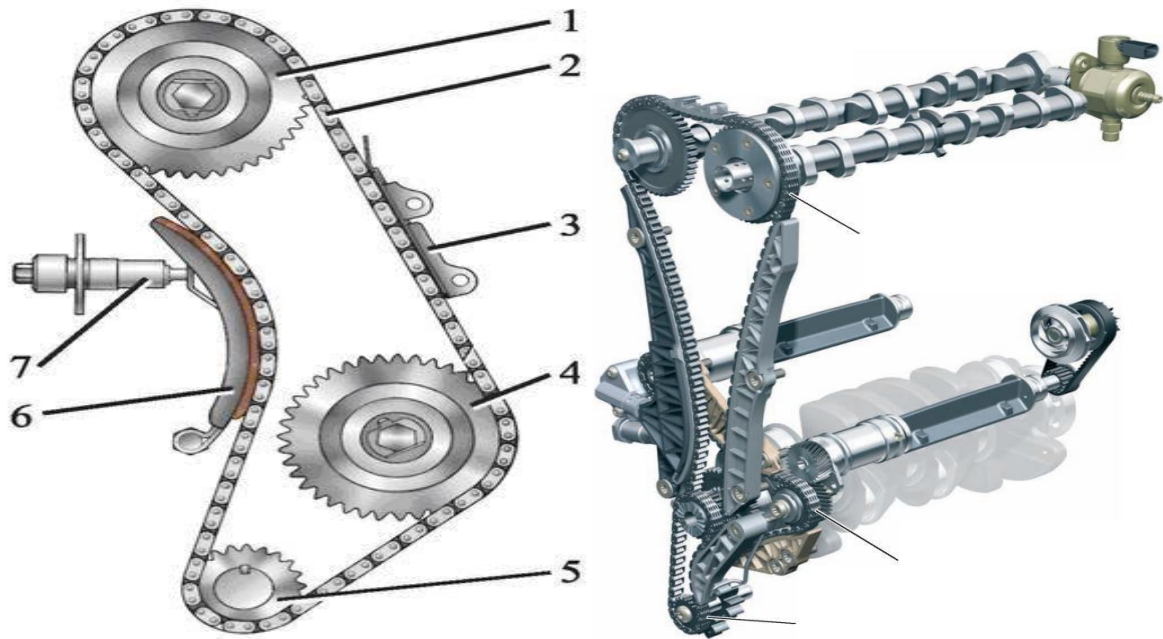
Zanjirlar – vtulkali, rolikli va tishli bo'ladi. Rolikli zanjir ham, tishli ham bir xil tarqalgandir. Lekin rolikli zanjirlar sharnir yoyilganda cho'zilishga (qadamning ortishiga) sezuvchan, tishli zanjirlarga nisbatan ko'proq shovkin chiqarib ishlaydi, lekin og'irligi kamdir. Umuman, katta tezliklarda yaxshisi tishli zanjirni ishlatgan ma'quldir.

Gost bo'yicha quyidagi zanjirlar ishlab chiqariladi: rolikli bir qatorli normal (PR), rolikli bir qatorli kuchaytirilagan (PRU), bir qatorli vtulkali (PV), rolikli bir qatorli og'ir (PRT), va undan tashqari 2-3-4-5-6 qatorli zanjirlar ishlab chiqariladi.

Yulduzchalar – ular asosan cho'yanlardan tayyorlanadi. (Sr 18-36, Sr-21-40, Sr 24 –44, Sr 28-48) va po'latlardan (15,15X) va toblangan po'lat (40,40X) tayyorlanadi.

Karter – uni asosiy vazifasi uzatmani changlardan saklash va moylashni ta'minlash uchun ishlatiladi. Zanjirlar maxsus taranglovchi qurilmalar bilan ta'minlangan bo'lishi kerak:

Taranglovchi kurimalar.



Rasm -29

Zanjirli uzatmani aylanishlar soni.

Yulduzcha bir marta aylanganda zanjirni bosib utgan yuli , u xolda zanjirni tezligi

$$V = \frac{tz_1\omega_1}{2\pi 1000} = \frac{tz_2\omega_2}{2\pi 1000}, \text{bu erda: } t - \text{zanjir qadami}$$

$z_1; z_2$ - etaklovchi va etaklanuvchi yulduzchalarni tishlar soni.

$\omega_1; \omega_2$ - etaklovchi va etaklanuvchi yulduzlarni burchak tezligi.

Aylanishlar soni
$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}; \quad i \leq 8$$

Zanjirliuzatmaniasosiygeometrikulchamlari:

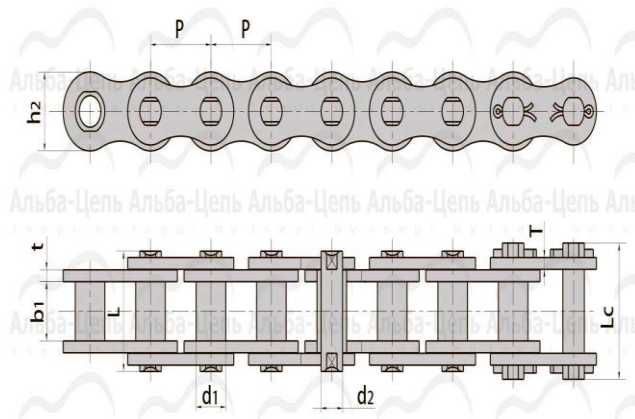
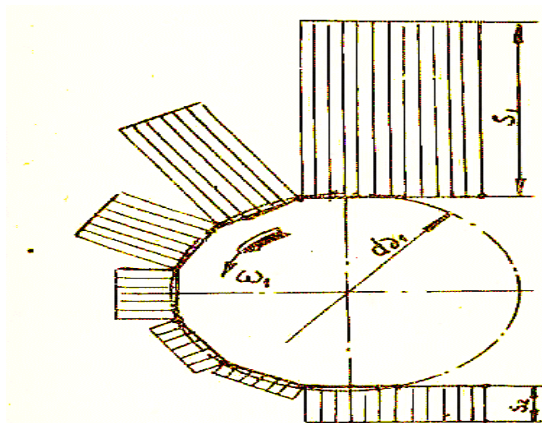
O'qlararo masofa $A = (30 \dots 50)t$

Zanjir uzunligi
$$L_t = \frac{2A}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{t}{A}$$

Zanjirqadamitanlangandankeyino'qlararoorasidagimasofa quyidagicha topiladi.

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

Zanjirtamoqlarigata'sirqiladigankuchlar.



Zanjirtarmoqlaridatashirqiladigankuchlarepyurasi.

Aylanma kuch
$$P = \frac{2M}{d_{\theta 1}}$$

bu erda: $d_{\theta 1}$ - yulduzchani buluv diametri.

Zanjirni taranglashda hosil bo'ladigan kuch.

$$S_0 = KfqA$$

bu erda: q - 1pog.m zanjirni og'irligi. K_f - zanjirni osilish koeffisienti.

Markazdan qochma kuch ta'siridagi zo'riqish.
$$S_v = \frac{q}{g} v^2$$

bu erda: $g=9,81$: v -zanjir tezligi.

Zanjirni etaklovchi (ishchi) tarmog'idagi zo'riqish.

$$S_1 = P + S_0 + S_v \text{ valdagi zo'riqish. } S_2 = S_0 + S_v; Q = K_e P + S_0$$

K_e - valdagi zo'riqish koeffisient

Zanjirli uzatmani eyilishga hisoblash.

Zanjirningeyilishgachidamliligivalikbilanvtulkaorasidagisolishtirmabosim bo'yichatekshiriladi.

«R»

$$P = \frac{PK}{F} \leq [\rho] \text{ bu erda: } R - \text{zanjir zvenosidagi o'rta bosim.}$$

R- aylana kuch, F - zanjir sharnirini kesim yuzasi. K - zanjirni ishlatish koefitsienti.

$$K = K_{\text{dinh}} K_A K_C K_O K_P K_{\text{pez}}.$$

Bu erda: K_{din} – dinamik zo'riqish koefitsienti

K_A – o'qlararo masofa koefitsienti

K_S - moylash sistemasini hisobga oluvchi koefitsient

K_O - zanjirni og'ish burchagini hisobga oluvchi koefitsient

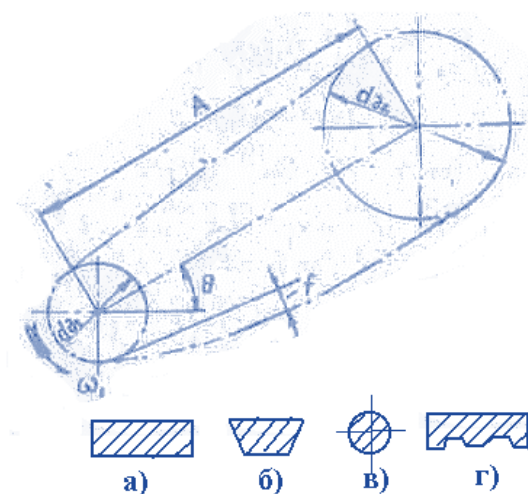
K_R – zanjirni ishlash rejimini hisobga oluvchi koefitsient

K_{reg} – zanjirni taranglash turini hisobga oluvchi koefitsient.

35 MAVZU

TASMALI UZATMALAR.

Etaklovchi, etaklanuvchi shkiivlardan va ularga taranglik bilan kiydirilgan tasmadan iborat uzatma tasmali uzatmalarning eng oddiysi hisoblanadi.



Rasm 31. Tasmali uzatma sxema.

a)- tekis tasma: b) –ponasimon tasma: v) – aylana tasma: g) –ko'p ponasimon tasma:

Tasmali uzatma bir necha 100 kVt va aylanish tezligi 25..50 m/s bo'lgan xollarga xam qo'llaniladi. Aylanishlar soni $i = 10 \dots 15$. Ular asosan elektrodvegateldan haraakt olib berishga, avtomobillarda, stanoklarda, tarnsporterlar keng ishlatiladi. F.I.K. $\eta = 0,94 \dots 0,98$.

Afzalliklari.

1. Harakatni o'rta masofalarga olib berish .
2. Silliq va shovkinsiz ishlashi.
3. Katta tezliklarda xam ishlay olishi.
4. Narxini pastligi, zanjirli uzatmaga nisbatan.

Kamchiliklari:

1. Ulchamlari kattalikligi.
2. Tasmani sirpanishi.

3. Vallarvapo dshipniklardazo'riqish hosil qilishi.
4. Kushimcha taranglovchi moslamalarni kullanishi.
5. Tasmani moylardan saklash kerakligi.
6. Ishlash muddatini ozligi.

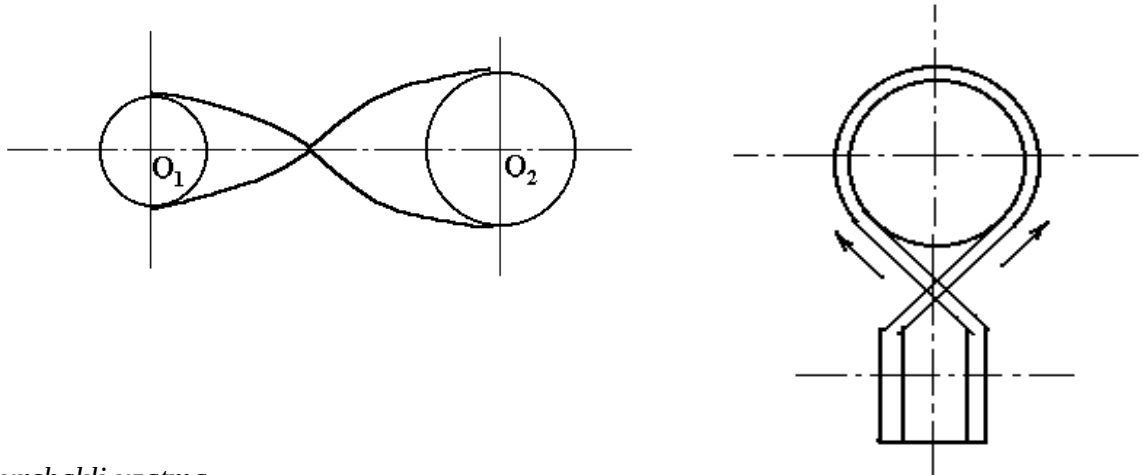
Tekis tasmali uzatmalar.

Tekis tasmali uzatmalar asosan o'qlari parallel va bir-birini ustidan o'tgan hollarda ishlatiladi.

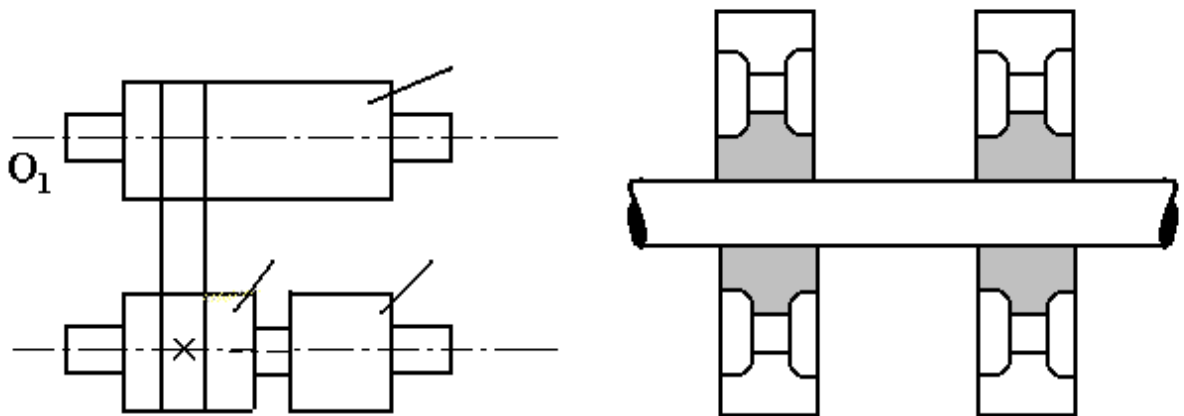
Tekis tasmali uzatmani turlari.

1. Ayqash uzatma. Bu holda etakchi shkiv soat strelkasining yo'nalish bo'ylab aylansa, etaklanuvchi shkiv soat strelkasi yo'nalishiga teskari tomonga aylanadi.

Yarim ayqash uzatma.



2. Burchakli uzatma.
3. Salt aylanuvchi shkivli uzatma.



Tuxtovsiz aylanadigan yetakchi val O_1 ga keng shkiv 1 va yetaklanuvchi val O_2 ga esa ikkita shkiv o'rnatilgan: bulardan biri shkiv 2 bo'lib, u valga shponka yordamida biriktirilagan va ikkinchisi salt aylanadigan shkiv bo'lib, u val O_2 da bimalol aylanadi. Shkivlarni bog'lovchi tasma aylanib turgan vaqtda ishchi shkivi 2 yoki salt aylanadigan shkiv 3 – ga ulanishi mumkin, shuning uchun etakchi valning to'xtovsiz aylanib turishiga qaramasdan, etaklanuvchi valni istagan vaqtda aylantirish yoki to'xtatish mumkin.

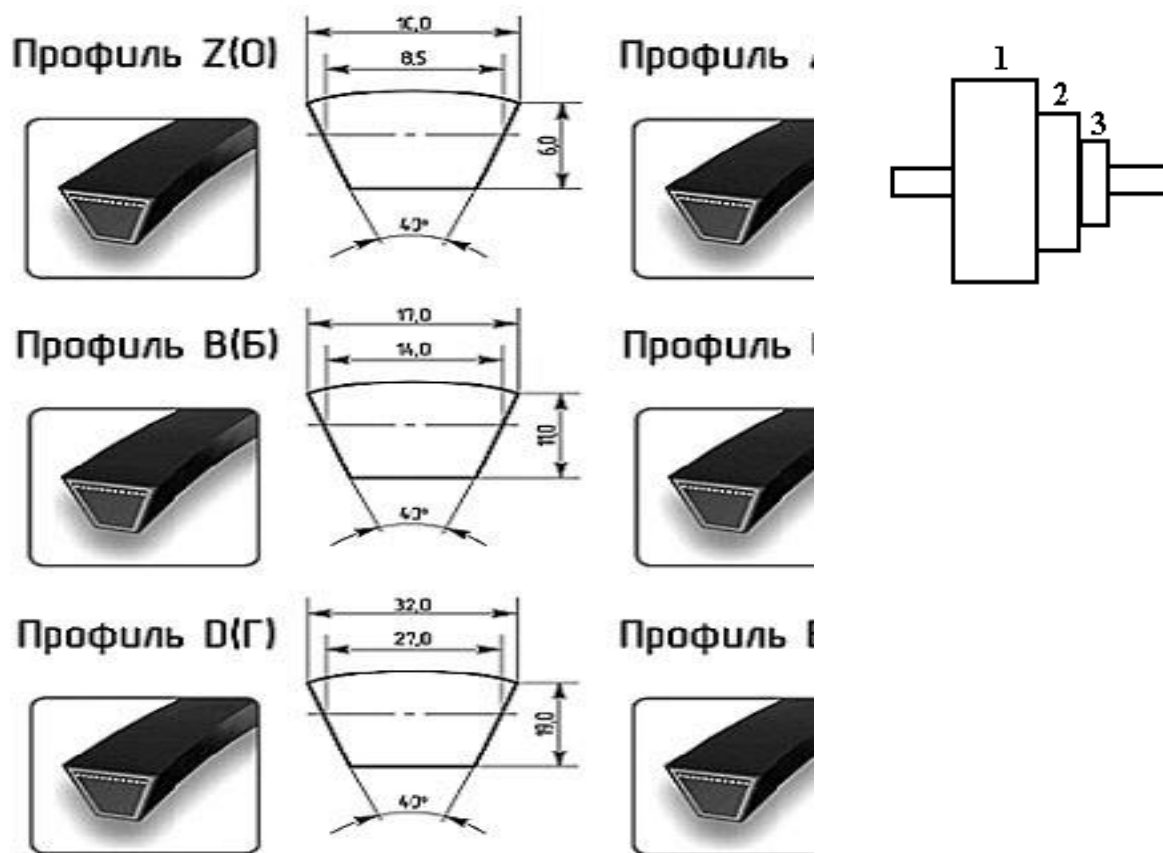
4. Pog'onali shkivli uzatma.

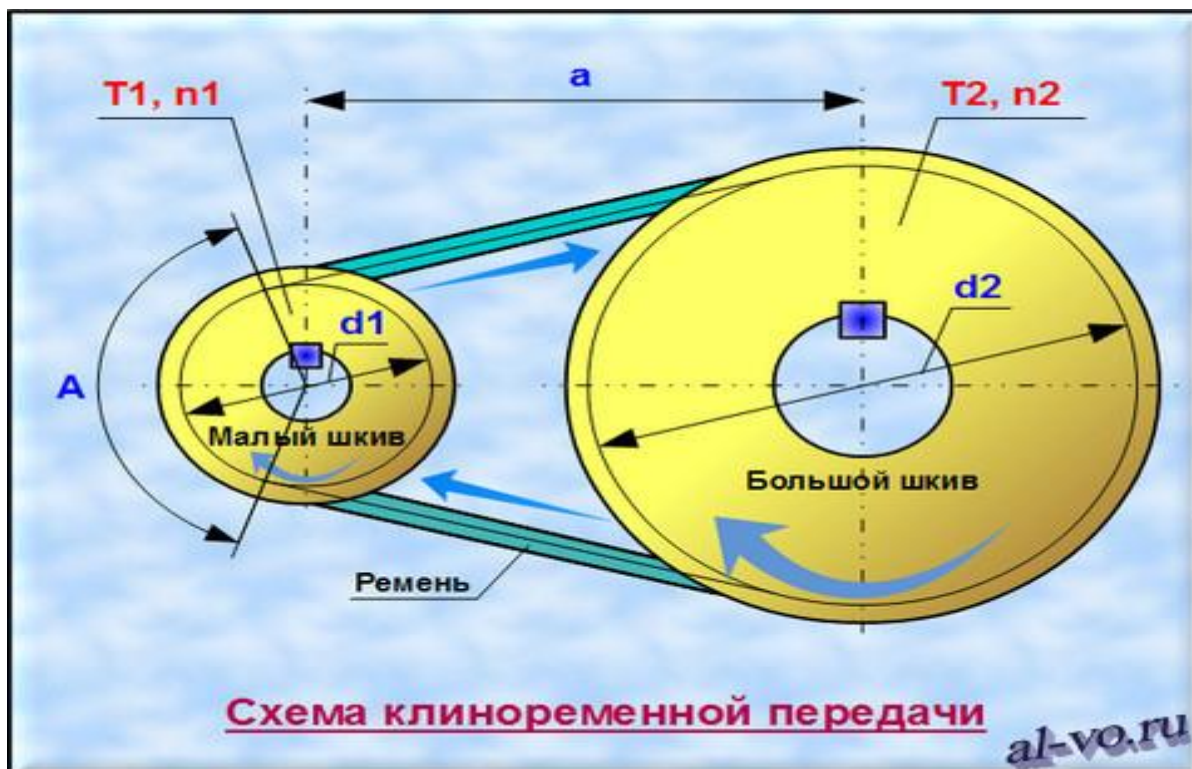
Tasmalarni konstruksiyalari.

Charm tasmalar. Ular katta mollarni terisidan tayyorlanadi. Ular uzok ishlaydi, yo'qori nagruzkalarda yaxshi chidaydi. Aylashma tezligi (40...45m/s).

Rezina tasmalar. Mashinasozlikda ko'p ishlatiladi, 3-turi ishlab chiqariladi:

A tip tasma ($V > 20\text{m/s}$); B tip tasma ($V > 15\text{m/s}$ gacha); V tip tasma ($V > 20\text{m/s}$ gacha);





Paxta tolasidan tayyorlangan tasmalar. Ular egiluvchan va engil mayda diametrlarli shki vlarda yaxshi ishlaydi. Zarb bilan ishlaydigan joylarga kullash mumkin emas.

Junlardan tayyorlangan tasmalar. Ular katta egiluvchanlikka ega, nagruzkalarni katta tebranishiga yaxshi chidaydi. V-30m/s gacha.

Maxsus tasmalar. Ular sintetik tolalardan tayyorlanadi. Kelajakda bu tasmalar yo'qorida kursatilagan tasmalarni urnini bosadi. Ular mustaxkam, engil, elastik, aylanish tezligini 100 m/s gacha etkazish mumkin.

Tasmalar kinematik hisoblari.

Tasmadagi kuch va zo'riqishlar.

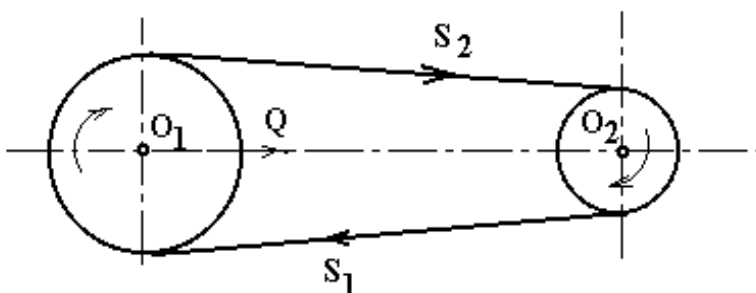
$$P = S_1 - S_2; \quad P = \frac{102N}{V}; \quad S_1 = S_0 + \frac{P}{2}; \quad S_2 = S_0 - \frac{P}{2};$$

bu erda S_0 - tasmadagi taranglik kuchi

S_1 - tasmani etaklovchi ishchi tarmogidagi kuch.

S_2 - tasmani etaklanuvchi (ishsiz) tarmokdagi kuch.

P - tasmadagi aylanma kuch.



Tasmani taranglikdagi zo'riqishi.

$\sigma_1 = \frac{S_1}{F_1}$ bu erda: F_1 - tasmani kesim yuzasi. Markazdan qochma kuch.

$S_y = \frac{qv^2}{g}$ bu erda: q – *noz*-tasmani ogirligi $g = 9,81$ v – tezlik, m/s

markazdan qochma kuch ta'siridagi zo'riqish.

$$\sigma_y = \frac{S_y}{F} = \frac{qv^2}{Fg} = \frac{\gamma v^2}{10q} \text{ bu erda } \gamma - \text{tasmani nisbiy bosimi.}$$

Tasmani egilishdagi zo'riqishi $\sigma_{\text{egilish}} = E \frac{S}{D}$

bu erda: E - tasmani keltirilgan elastiklik moduli. S - tasma qalinligi D - kichik shkiv diametri.

Aylanishlar soni. $U = \frac{D_2}{D_1(1-\varepsilon)}$; $\varepsilon = \frac{V_1 - V_2}{V_1}$;

bu erda: ε - tasmani nisbiy sirpanish koeffisienti

$$(\varepsilon = 1 \dots 2\%) \quad \varepsilon = 0,01 \dots 0,02 \quad U \approx \frac{D_2}{D_1}$$

Lekin shuni esda tutish kerakki sirpanish bo'lmagan paytlardagina bu formuladan foydalanish mumkin, haqiqatda esa, uzatma ishlayotganda katta yoki kichik darajada bo'lmasin, hamma vaqt xam tasmaning sirpanishi sodir bo'ladi. sirpanish hodisasini tekshirish vaqtida uni quyidagilarga ajratish kerak:

a) *Elastik sirpanish. Bu sirpanish tasmaning har xil simlardagi taranglik bir xil bo'lmaganligi natijasida sodir bo'ladi.*

b) *To'la sirpanish (buksovanie), bu esa tasmaning o'ta nagruzkada ishlash oqibatida sodir bo'ladi:*

$$\varepsilon = \left(1 - \frac{D_2}{D_1} \frac{n_2}{n_1} \right) 100\%$$

Tekis tasmani hisoblash.

Tortilish koeffisienti. $\varphi = \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{S_1 + S_2} = \frac{\sigma}{2S_n}$

Amaliy foydali zo'riqish. $\sigma_n = \sigma_{no} \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4$

bu erda σ_{no} - tasmani foydali zo'riqishi. K_1 – tasmani shkiv bilan yopishish koeffisienti.

$$K_1 = 1 - 0,003(180^\circ - \alpha^0) \quad \text{bu erda } \alpha^0 - \text{tasmani kichik shkiv bilan yopishish burchagi.}$$



Ochiq uzatmalarda

$$\alpha^0 = 180^0 - \frac{D_2 - D_1}{A} 60^0 \quad \alpha \geq 150^0 \text{ qabul qilish ruxsat etiladi.}$$

$$\text{Aykash uzatma uchun: } \alpha^0 = 180^0 + \frac{D_2 + D_1}{A} 60^0 \quad K_2 - \text{tezlik koeffisienti. } K_2 = 1,04 - 0,0004 v^2$$

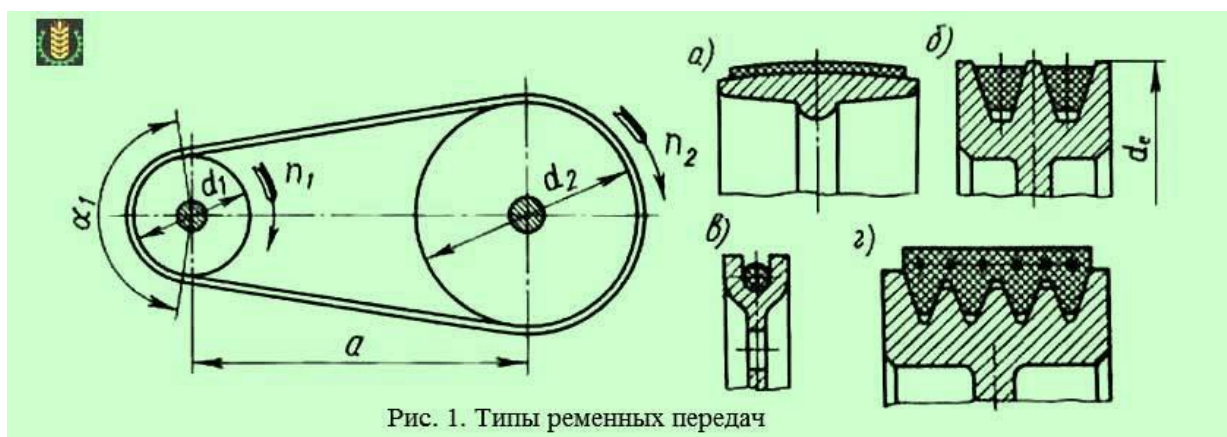
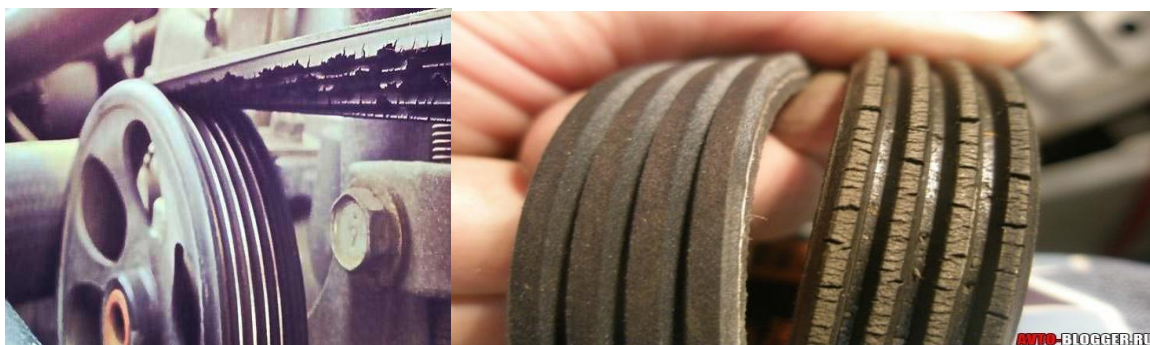


Рис. 1. Типы ременных передач

bu erda v – tasma tezligi, m/s. K_3 – uzatmaning gorizontga nisbatan joylashishini hisobga oluvchi koeffisienti (jadvaldan aniqlanadi). K_4 – uzatmaning yo'qlanish rejimini hisobga oluvchi koeffisient (jadvaldan olinadi). Tasma kesimi quyidagicha aniqlanadi:



$$F = b \cdot S = \frac{P}{\sigma_n}, \text{ cm}^2 \text{ Tasma qalinligi berib, tasma enini aniqlanadi.}$$

$b = \frac{E}{\sigma}$ standart bo'yicha topiladi.

Tasma bir sekunda o'tish soni. $U = \frac{v}{L}$ bu erda L – tasma uzunligi.

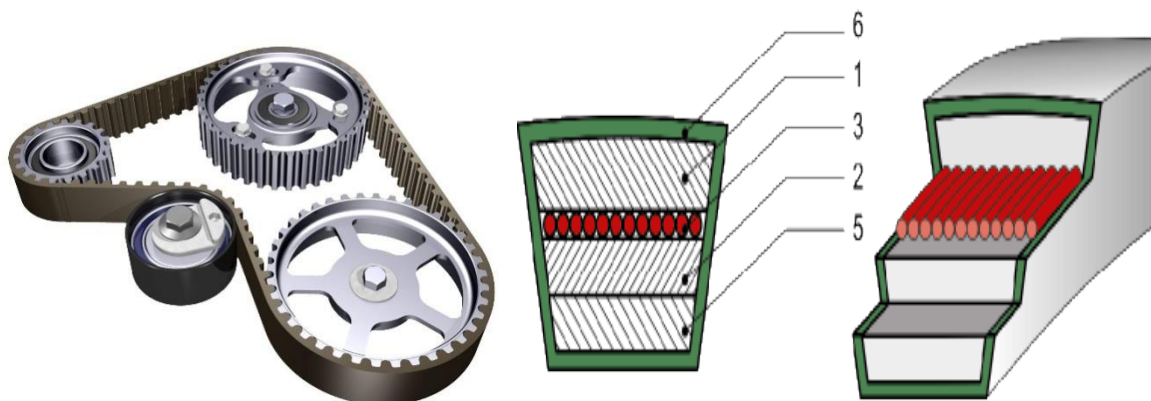
Kichik shkiv diametrini topish uchun M.A. Severin formulasi:

$D_1 = (1000 \dots 1200) \sqrt[3]{\frac{N}{n_{\max}}}$, mm bu erda $n_{\max}$ - tez aylanadigan valning aylanishlar soni, ayl/min. N – quvvat, l.s. (ot kuchi hisobida). Olingan diametr DAST 1655 yoki DAST 3133-56 bo'yicha tanlanadi.

O'qlar orasidagi masofa. $A \geq (1,5 \dots 2)(D_1 + D_2)$

Ochik tasmali uzatmada tasma uzunligi. $L = 2A + 1,57(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A}$

Ayqash tasmali uzatmada. $L = 2A + 1,57 + (D_1 + D_2) + \frac{(D_2 + D_1)^2}{4A}$



Ponasimmon tasmali uzatma .

Ponasimon tasmali uzatmani quyidagi afzalliklari bor: shovqinsiz va tekis ishlashi, shkiv bilan yaxshi yopishadi, katta aylanish kuchini uzatadi. Vallarda zo'riqish kam, bir valdan bir necha vallarga, taranglovchi qurilmasiz harakat olib beradi.

Kamchiligi – shkiv narxi yo'qori, F.I.K.

Past $\eta = 0,92 \dots 0,95$ va ishlash muddati oz.

Tasma uzunligi $L = 2A + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A}$ $A_{\max} = 2(D_1 + D_2)$

Ponasimon tasmali uzatmani hisoblash.

Tasmalar soni $Z = \frac{P}{\sigma_n F}$ Bu erda: $P = \frac{75N}{v}$ aylanma kuch, kg:

σ_n - ruxsat etiladigan zo'riqish, kg/sm^2 F - tasmani kesim yuzasi, sm^2

36 MAVZU MUFTALAR.

Umumiy ma'lumotlar va klassifikatsiyasi. Muftalarning klassifikatsiyasi.

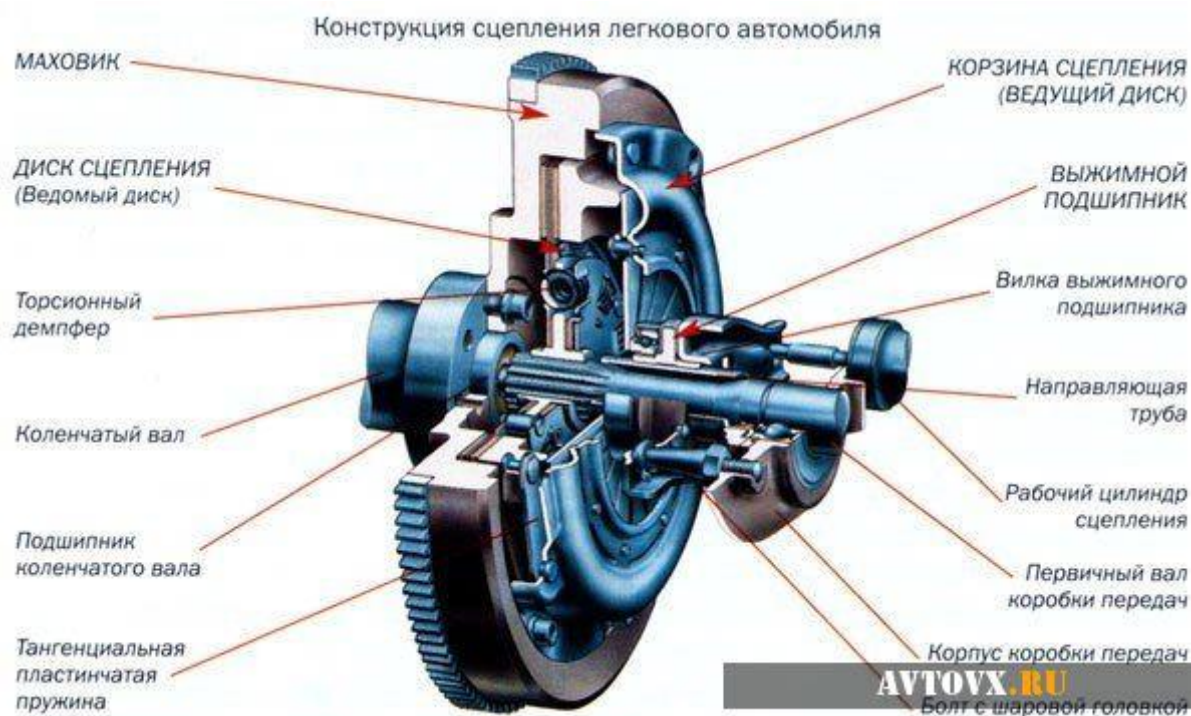
Muftalarni asosiy vazifasi - aylanuvchi momentning uzatish uchun valning aloxida kismalarining uzunligi boylab bir – biriga ulab yaxlit valga aylantirishdir.

Oddiy muftalardan biri ajralmas muftadir, bu mufta faqat bitta vazifaga ikki – bulak valni birlashtirib, bitta yaxlit val qilib aylantirishga muljallangan.

Ta'sir qilishiga qarab.

Uzgarmas muftalar, vallar uzgarmasdan yaxlit xolda ushlab turadi.

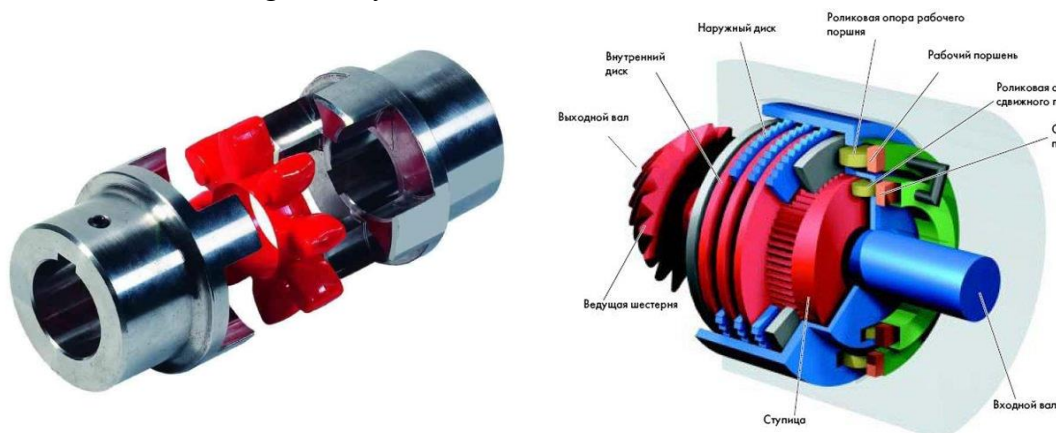
Ssepny muftalar, maxsus boshqarish sistemasi yordamida vallarni kushib ajratadi.



O'z – o'zidan boshqaruvchi muftalar, ish rejimi o'zgarganda avtomatik ravishda ajratib yuboradi.

Ishlash harakteriga qarab quyidagilarga bo'linadi:

Kattik muftalar, bu muftalar bir valdan ikkinchi valga harakat berish davomida, birinchi valdagi zarb va titrashlarni o'zgartirmay olib beradi.



Elastik muftalar, bunday muftalar harakatni ochib berish davrida birinchi valdagi, zarb, titrash va tebranishlarni ikkinchi valga kamaytirib olib beradi.

Muftalarning asosiy harakteristikasi uni olib beradigan burilish momentidir.

$$M_{xis} = KM$$

Bu erda: K – muftani ishlash rejimini hisobga oluvchi koeffitsient.

Elektrodvigateldan harakat olib berish vaqtida:

Nagruzka tekis bo'lsa $K=1,15 \dots 1,4$

Nagruzka o'zgaruvchan bo'lsa $K=1,5 \dots 2,0$

Nagruzka zarbli bo'lsa $K=2,5 \dots 4,0$

Muftalar val diametriga va buralish momentiga qarab GOST dan tanlanadi.

Bikr va kompensiruyiy muftalar.

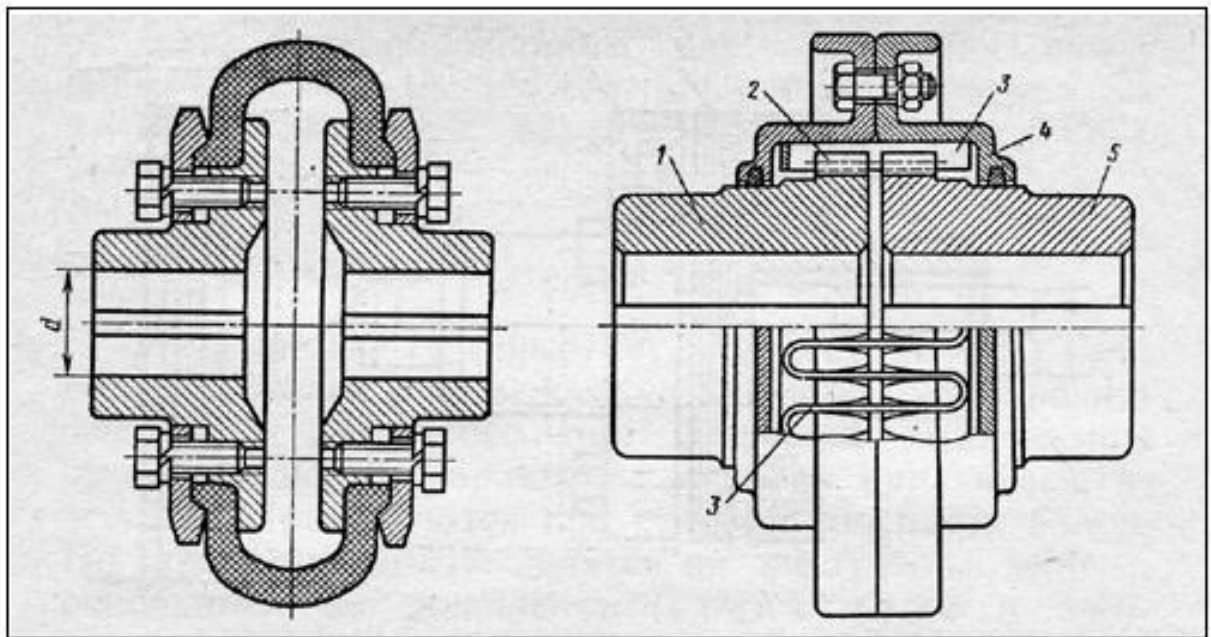
O'zgarmas muftalar bikr va kompensasiya qiluvchi guruhlariga bo'linadi. Ular valni bir o'qqa qattiq holda birlashtiriladi. Asosan sekin aylanadigan vallarga o'rnatiladi. Eng ko'p ishlatiladigan bikr muftalar vtulkali va flaneslidir.

Vtulkali muftalar. Vallarni vtulka yordamida shponka yoki shlisl yordamida ushlab turadi.

Vtulka mustaxkamlikka tekshiriladi.

$$\tau = \frac{M_{xuc}}{W} = \frac{M_{xuc} \cdot D}{0,2(D^4 - d^4)} \leq [\tau]$$

bu erda D va d – muftani diametrlari.



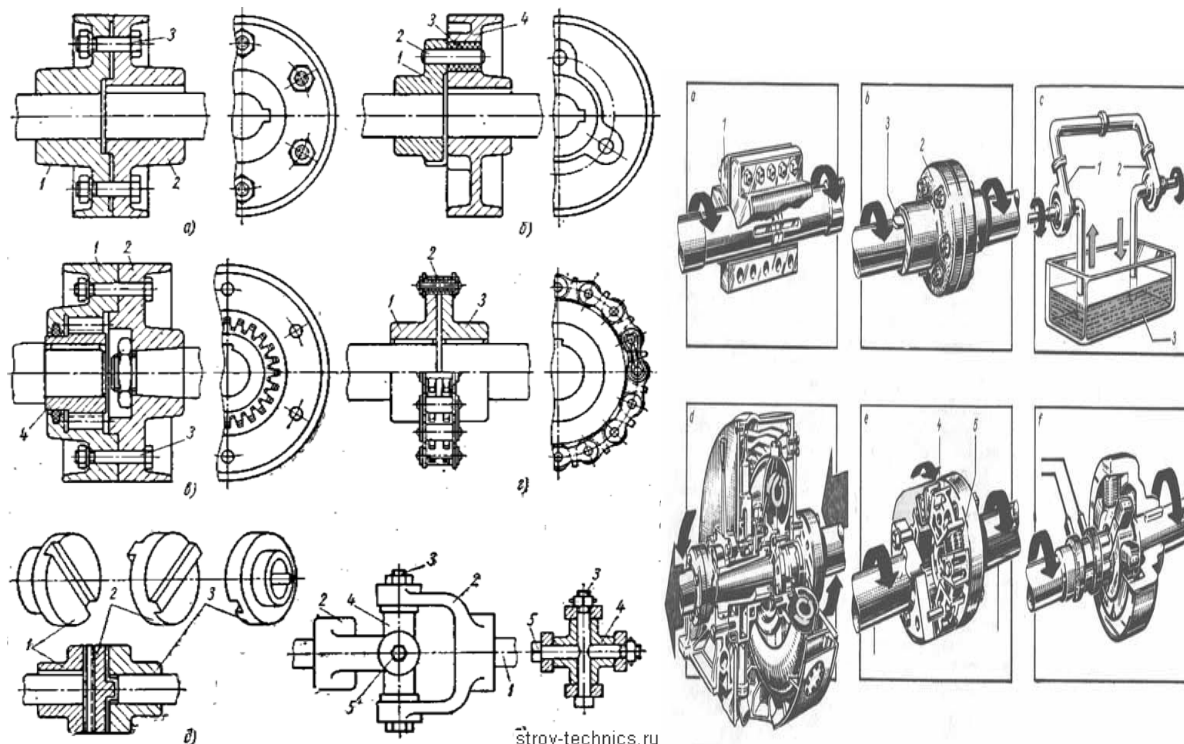
$[\tau] = 22 \dots 25 \frac{H}{mm^2}$ - ruxsat etiladigan buralishdagi kuchlanish (45 po'lat).

Flanesli muftalar. Bunday muftalar ikkita yarim muftadan iborat. Ular bolt yordamida birlashtiriladi. Kompensasiya qiluvchi mufta. Bunday muftalar montaj vaqtida hosil bo'ladigan radial, o'q bo'yicha va burchak siljishlarini kompensasiya qiladi.

a – radial siljishi.

b – o'q bo'ylab siljish.

v – burchak siljishlarini kompensasiya qiladi.



Tishli muftalar. Ular ikki yarim muftadan iborat bo'lib, ichki qismida evolvent profili tishlar bo'ladi. Tish qirib turganda mufta ishlaydi. Tishli mufta DAST 5006 – 55 bo'yicha tashlanadi.

$$M_{\text{TOCT}} \geq K_1 M K_2$$

bu erda: M_{DAST} – DAST bo'yicha tanlangan maksimal buralish momenti.

K_1 – xavfsizlik koeffitsienti. (Agar yarim mufta mashinani to'xtatishiga sabab bo'lsa, u holda $K_1 = 1,0$ avariya xoliga kelsa $K_1 = 1,2$). K_2 – mashinani ishlash sharoitini hisobga oluvchi koeffitsient (tekis ishlanganda $K_2 = 1,0$ o'zgaruvchan nagruzkada $K_2 = 1,2$; og'ir sharoitda zarb bilan ishlaganda $K_2 = 1,5$).

Kulachok – diskli mufta. Ular ikkita yarim muftalardan iborat, ular ichiga suzuvchi disklar o'rnatilgan. F.I.K. $\eta = 0,97 \dots 0,98$.

Disklar asosan 45 L po'latlardan tayyorlanadi.

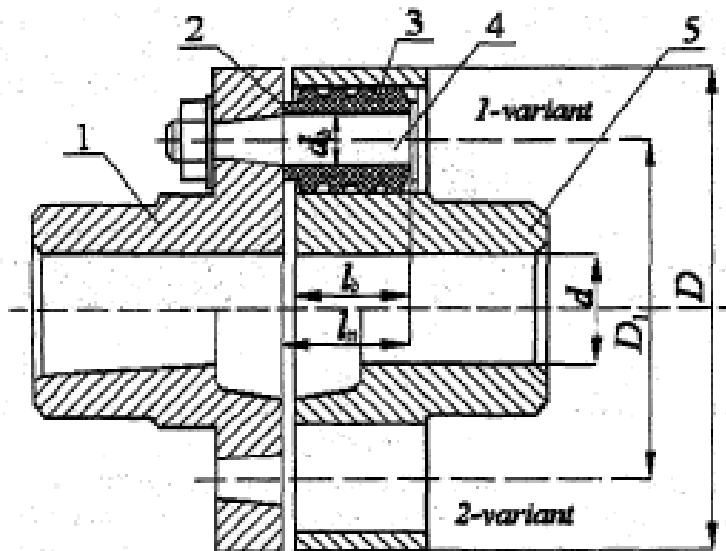
Bir kulachok uzatadigan kuch,

$$P = \frac{1}{2} p \frac{D-d}{2} h = P \frac{D-d}{4} h$$

bu erda R – maksimal bosim. $P \geq [P]$

h – kulachok balandligi.

$$[P] = 15 \dots 30 \frac{H}{\text{mm}^2}$$



Sharnirli mufta. Val o'qlar $\delta=450$ ostida kesishgan vaqtda o'rnatiladi. Ular ikki vilka va krestovinadan iborat. Birinchi valni burchak tezligi o'zgarmaganda, ikkinchi valni burchak tezligi bir aylanish vaqtida uzgaradi. Ular mashina kardanlarida keng ishlatiladi. Val diametrlari $d = 10 \dots 40$ mm bo'lganda (DAST – 5147 - 69) tanlanadi.

$$M_{his} \leq M_{dast} \cdot \cos \delta$$

bu yerda M_{DAST} – mufta uchun ruxsat etiladigan burovchi moment DAST bo'yicha $\delta=0$ bo'lgan holda.

Ilonsimon prujinali muftalar.

U val uchlariga tig'iz o'tkazilgan va shponkalar qo'yib mahkamlangan ikki bir xil yarim muftalardan iborat. Yarim muftalarning tashqi yuzalarida tishlar bo'lib, ular oraligiga 5 – 8 seksiyali ilonsimon lenta prujina qo'yiladi.



VTULKA – BARMOQLI ELASTIK MUFTA (MUVP).

Biriktirilayotgan vallarning uchini bir – biriga moslash uchun xamda mashina yurayotganda va nagruzka tusatdan uzgarganda xosil buladigan zarblarni yumshatish uchun kuzgaluvchi muftalarga doimiy va uzgaruvchan bikrlikdagi elastik elementlar kushiladi. Mufta materiallari Sch21 – 40 markali chuyan yoki 35 yoki 35 A markali pulatlardan tayyorlanadi. Barmoklari 45 pulatdan tayyorlanadi. Bu muftalar asosan elektrodvigatellardan keyin urnatiladi.

Mufta barmoklari egilishga xisoblanadi.

$$M_{\infty} = \frac{P_{xuc} l_6}{2z} = \frac{M_{xuc} l_6}{D_1 z}$$

$$\sigma_{\text{эз}} = \frac{M_{\text{эз}}}{W} = \frac{M_{\text{xuc}} l_{\delta}}{0,1 d_{\delta}^3 D_1 z} \leq [\sigma_{\text{эз}}]$$

buerda: l_{δ} ; d_{δ} va D_1 – barmoknivayarimmuftaniulchamlari.

z – barmoklarsoni.

$[\sigma_{\text{эг}}] = 80 \dots 90 \text{ N/mm}^2$ – barmokniegilishdagiruxsatetiladigan zurikishni joizkiyati.

Rezina egilishga hisoblanadi.

$$\sigma_{\text{эз}} = \frac{P_{\text{xuc}}}{d_{\delta} l_{\delta}} = \frac{2 M_{\text{xuc}}}{D_1 z d_{\delta} l_{\delta}} \leq [\sigma_{\text{эз}}]$$

buerda : l_{δ} – rezinavtulkaniuzunligi.

$[\sigma_{\text{эз}}] = 2 \text{ N/mm}^2$ ezilishdagiruxsatetiladigan zurikishni joizkiyati.

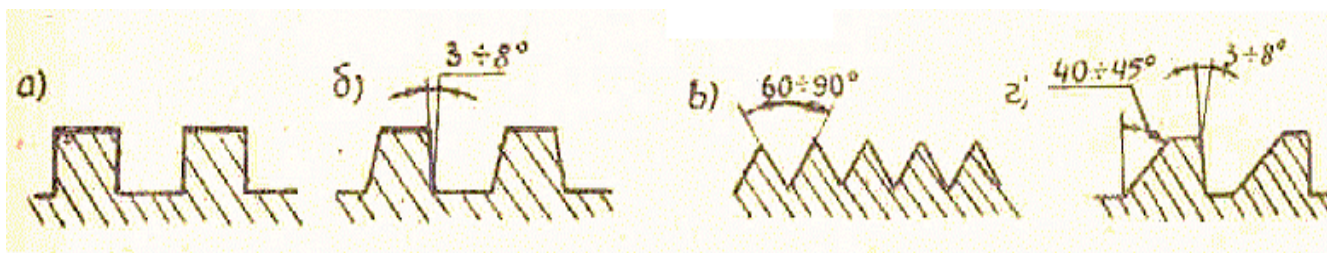
Ilashuvchimuftalar.

Ilashuvchimuftalarmashinaishlab turgan vaqt davallarnitez dakushibajratish uchun xizmatkiladi.

Ishlash prinsipi gap karab kulachokli va ishkanma (friksion) muftalarga bulinadi.

Kulachokli mufta. Ular ikkita yarim muftadan iborat bulib, kirchoklariga kulachok urnatilgan.

20 X va 20 XN pulat materiallardan tayyorlanadi.



Rasm: 32. Kulachok tishlarini profili :

a) tugri turtburchakli:

b) trapetsiyali:

v) uchburchakli:

g) assimetriyali.

Kulachokli muftalarni asosiy kamchiligi tez aylanayotgan vallarni kushish mumkin emas.

Aylanma tezliklarini farki $V \leq 0,8 \frac{m}{c}$ bulgan xolda, nagruzkasiz kushish talab kilinadi.

YOyilishga kuyidagicha xisoblanadi.

$$P = \frac{P_{\text{xuc}}}{F} = \frac{2 M_{\text{xuc}}}{0,75 D_1 z b h} \leq [P]$$

bu erda: 0,75 – kulachok tishlarida tushadigan nagruzkalarni bir tekisga tarkalmasligini xisobga oluvchi koeffitsient.

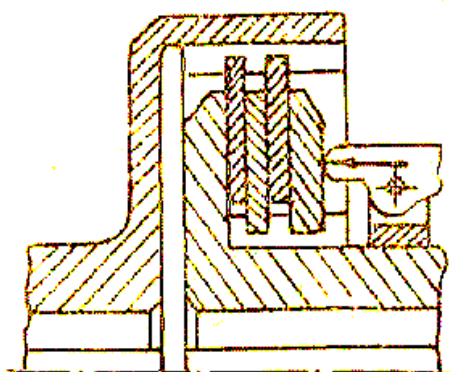
D_1 ; b va h – mufta ulchamlari.

$[P] = 25 \dots 35 \text{ N/mm}^2$ – kulachok tishidagi ruxsat etiladigan bosim.

Tishlari egilishga xisoblanadi.

$$\sigma_{\text{эз}} = \frac{M_{\text{эз}}}{W} = \frac{P_{\text{xuc}}}{W} = \frac{2 M_{\text{xuc}}}{0,75 D_1 W} \leq [\sigma_{\text{эз}}]$$

bu erda: $W = \frac{a^2 b}{6}$ kulachokni egilishdagi karshilik momenti.



a – kulachokni urtacha eni. $[\sigma_{eg}] \approx [P]$.

Friksion muftalar.



Bunday mufta vallarni bir tekis, sillik qo'shib ajratish vazifasini bajaradi. Ishqalanish yuzasini turiga qarab diskli, konusli va silindrsimon buladi. moylash shartiga qarab quruq va moyli bo'ladi. Hozirgi sharoitda ko'p diskli muftalar keng ishlatilmoqda.

Friksion mufta sxemasi.

O'zi boshqariladigan muftalar.

O'zi boshqariladigan muftalar vallarni avtomatik ravishda qo'shib ajratish uchun ishlatiladi. Ular quyidagi guruxlarga bo'linadi.

Moment buyicha – saqlash muftalari.

Burchak tezligi bo'yicha – markazdan qochma muftalar.

Aylanish yo'nalishi bo'yicha – uzish muftadir.

Uzish (obgon) muftalar. Bunday muftalar xarakatni fakat bir yunalishda uzatadi. Yo'nalishi uzgarsa vallarni uzib boradi. Eng ko'p tarqalgani rolikli mufta MNZ – 61, val diametri $d=10...90$ mm, roliklar soni $z=3...5$.

Saklovchi muftalar. Bunday muftalar kerakligidan, ya'ni ruxsat etilgan moentdan oshib ketsa avtomatik ravishda ajratib yuboradi.

Markazdan qochma mufta. Bular aylanish rejimi o'zgarsa ajratib yuboradi.

Aralash (kombinirovanny) mufta. Bu mufta yuqorida o'trsatilgan 3 ta muftani funksiyasini o'zi bajaradi.

37-Ma'ruza PODSHIPNIKLAR. DUMALASH PODSHIPNIKLARI.

Dumalash podshipniklarida dumalash elementlarini shariklar yoki roliklar bajaradi. Podshipnik xalkalari, sharik va roliklari SHXB, SHX9, SHX15, SHX 15 GS xromli pulatlardan tayyorlanadi. Ularni kattikligi 62-65, ular shlifovat kilinib keyin polirovat kilinadi.

Xozirgi vaktida ichki diametri 1,5 mm dan 2,6m – gacha, ogirligi 0,5 gr. dan 3,6 tonna bulgan podshipniklar ishlab chikariladi.

Afzalliklari.

Ishkalishga kam kuvvat talab kiladi.

Eyilishga, yonginga chidamli.

Moylash materiallarinini kam sarf kiladi.

Nisbatan arzon, chunki ular standart buyicha ishlab chikariladi.

Xizmat kursatish arzon.

Kamchiliklari.

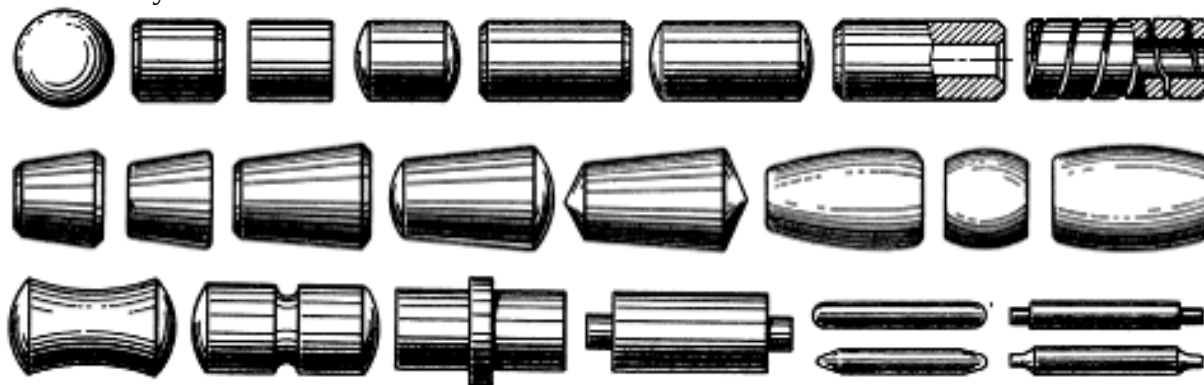
Katta kattiklikka ega chunki ishchi kontakt yuzasi oz.

Katta nagruzkalarda ishlash muddati ozrok.

Bir rejimda ishlaydigan podshipniklarni ishlash muddati xar xilligi.

Ayrim detallarga urnatish kiynligi (misol tirsakli vallarda).

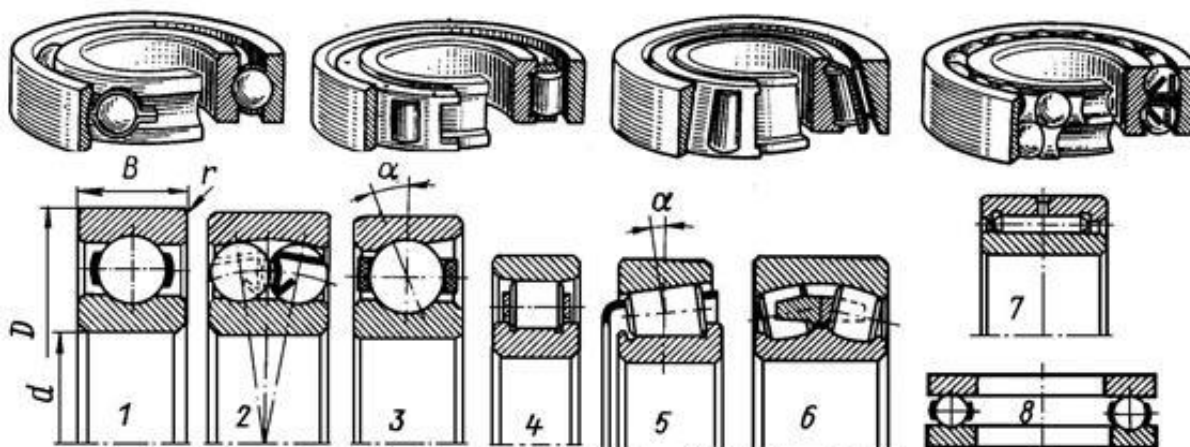
Klassifikatsiyasi va markirovkalari.



Kuyidagi belgilar buyicha dumalash podshipniklari klasslarga bulinadi.

dumalash detallari formasi buyicha sharikli va rolikli. Roliklilar uz navbatida, silindrsimon (b), konussimon (v), bochkasimon (g), iynasimon (d), urama (e) roliklar.

Nagruzkalarni kabul kilishiga karab – radial, radial – tirgak va tirgak podshipniklarga bulinadi. Dumalash shariklariga karab- bir katorli va kup katorlilar buladi. Uz – uzidan urnashmovchi va uz –uzidan urnashadigan (sferik) buladi.



Tashki ulchamlariga nisbatan – seriyalarga bulinadi. Tashki diametri buyicha, uta engil seriya, engil seriya, urta seriya va ogir seriyalar.

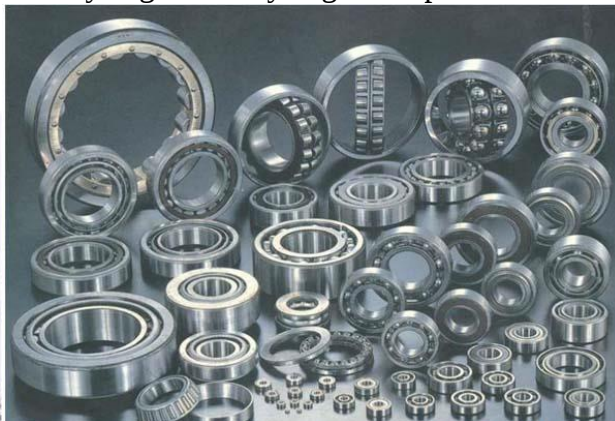
Eni buyi - ingichka, urta, keng va uta keng seriyalarga bulinadi.

Xamma podshipniklar markalanadi, misol podshipnik «1121», oxirgi 2- sifrni, beshga kupaytirilsa, podshipnikni ichki diametri kelib chikadi, ya'ni $21 \times 5 = 105$ mm. Oxiridan 3 – sifr seriyasini, 4 – sifr tipini bildiradi.

Asosiy nazariyasi.

Podshipnik shariklarida nagruzkalar bir tekis tarkalmaydi.

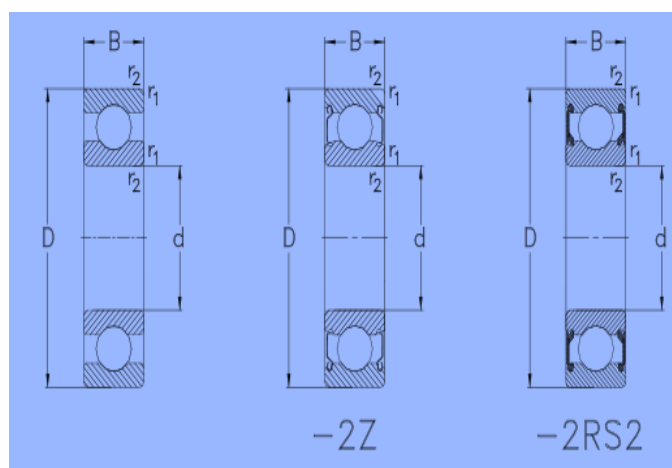
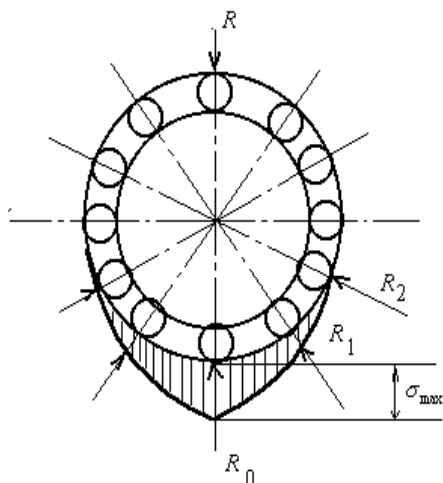
Agar podshipnikka R nagruzka ta'sir kilsa, u xolda shariklarga tushadigan nagruzkalar R_0 ; R_1 ; $R_2 \dots R_n$ desak podshipnikka tushadigan umumiy nagruzka kuyidagicha topiladi.



$$R = R_0 + 2R_1 \cos 2\gamma + 2R_2 \cos 2\gamma + \dots + 2R_n \cos n\gamma$$

bu erda: γ ; 2γ ; $\dots n\gamma$ - kuchlar orasidagi burchaklar.

Radial podshipnikdagi tebranish elementlari orasida nagruzkaning taksimlanishi.



$$\sigma_{\max} = 1320 \sqrt[3]{\frac{R}{(D^2 - d^2) \cos \beta}}$$

bu erda: R- podshipnikka ta'sir kiladigan radial nagruzka (kg):

D va d – tashki xalkaning tashki diametri va ship diametri sm xisobida:

β - tutash burchagi: radial podshipnik uchun

ishkalanishdagi yukotish, ular asosan xalkalar, shariklar va separatorlar orasida buladi.

$$M_{uu} = \frac{Qf\pi dn}{1000 \cdot 60 \cdot 102} = 17 \cdot 10^{-10} Qf\pi dn, \kappa Bm$$

bu erda: Q – podshipnikka ta'sir kiluvchi kuch, kg.

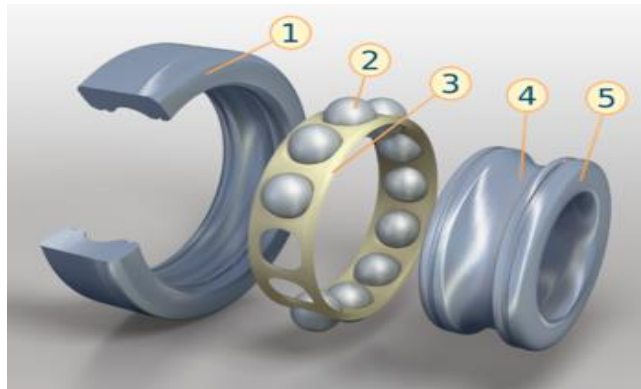
f – keltirilgan ishkalanish koeffitsenti $f = 0,002 \dots 0,02$.

d – val diametri, mm.

n – valni aylanishlar soni, ayl/min.

Podshipniklarni ishdan chikish sabablari. Dumalash podshipniklarining elementlari asosan shikastlanish xisobida ishdan chikadi. Ular yaxshi urnatilsa va urtacha rejimda ishlatilsa ularni uzok ishlashi ta'minlanadi. Agar podshipnik katta nagruzkada ishlasa, uni tashki xalkalari tezda ishdan chikadi.

Separatorlarni ishdan chikishi asosan shariklar tomonidan katta bosim xosil bulishi, bu bosim katta aylanishlarda kup buladi, markazdan kochma kuch xisobida. Abraziv ishdan chikish, asosan podshipniklar yaxshi yopilmaganidan xosil buladi.



Podshipniklarni xisoblash.

Dumalash podshipniklarining katologlarida xar bir tiporazmerdagi podshipnik uchun ishlash kobiliyati koefitsienti deb ataluvchi va S (jadvaldagi) bilan belgilanuvchi chidamlilik va yuklanish kobiliyatining xarakteristikasi keltiriladi.

Islash kobiliyati koefitsientining talab kilingan mikdori S kuyidagi empirik formula bilan topiladi.

$$C_{max} = Q(nh)^{0,3}$$

bu erda : Q – shartli nagruzka xisobida.

n – aylanuvchi xalkani minutiga aylanish soni:

h- chidamlilik, soat xisobida.

Q – radial sharikli podshipniklar uchun kuyidagi formuladan topiladi.

$$Q = (RK_x + mA)K_B K_T$$

bu erda: R – xakikiy radial nagruzka,

A – uk buylab yunalgan xakikiy nagruzka,

m – A – nagruzkani R nagruzkaga aylantiruvchi koefitsient.

K_B – xavfsizlik koefitsienti.

K_x - ichki yoki tashki xalka aylanishiga chidamlilikning boglikligini xisobga oluvchi koefitsient.

K_T – yukori tempraturada ishlagan vaktida podshipnik chidamligining kamayishini xisobga oluvchi koefitsient.

Tirak podshipnikni tanlashda kuyidagi formuladan foydalaniladi.

$$C_{max} = A(nh)^{0,3} K_B K_T$$

Masalan valdagi uk buylab yunalgan nagruzka A birinchi podshipnikka, ta'sir kilsin, bu xolda uning keltirilgan nagruzkasi.

$$Q_1 = [R_1 K_x + m(A - s_1 + s_2)] K_B K_T$$

ikkinchi podshipnik uchun

$$Q_1 = [R_2 K_x + m(s_1 - s_2)] K_B K_T$$

Radial nagruzkaning uk buylab yunalgan tashkil etuvchisining kiymati kuyidagi formula bilan topiladi.

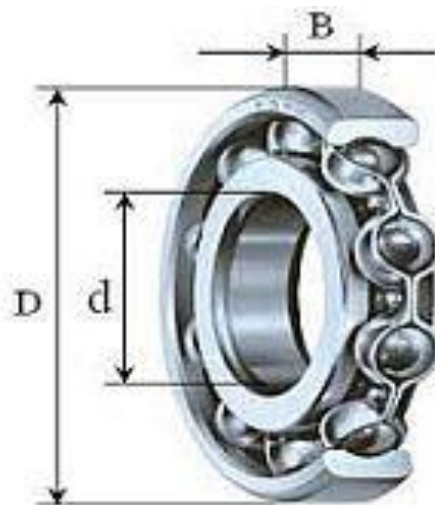
$$S \approx 1,3Rtg\beta$$

bu erda: β – kontakt burchagi.

Dumalash podshipniklarida ishlatiladigan moylarni ikki guruxga bulish mumkin:

A – suyuq moylar – mineral moylar:

B – konsistent moylar – kuyuk moylar:



Aylanuvchi xalkaning minutiga aylanishlar soni 50 dan kam bulganda va val nagruzkasi bilan tuxtab – tuxtab ishlasa (masalan, yuk kutaruvchi mashinalarda) podshipniklarni statik yuk kutara olish kobiliyatiga xisoblash kerak.

Statik yuk kutara olish kobiliyatiga karab podshipniklar kuyidagiga asosan tanlanadi:

$$Q \leq Q_{ct}$$

Bu erda Q – podshipnikka ta'sir kiluvchi nagruzka.

Q_{ct} – podshipnikning statik yuk kutara olish kobiliyati (ruxsat etiladigan statik nagruzka), uning kiymati jadvalda beriladi.

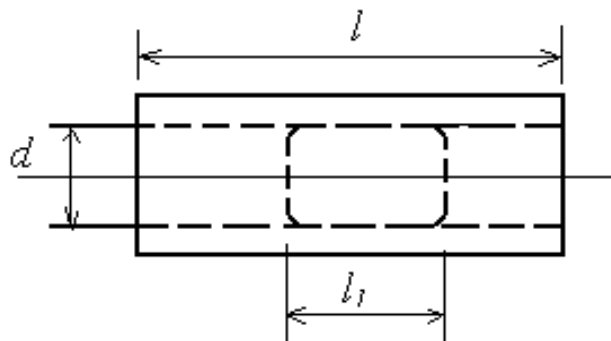
SIRPANISH PODSHIPNIKLARI.

Aylanuvchi uk va vallar uzlarining shiplari yoki buyinlari bilan kuzgalmas tayanch podshipniklarga tegib turadi, bu podshipniklar, ship bilan birgalikda aylanuvchi kinematik juftidir. Uk yoki val orkali tayanchga uzatiladigan kuchni podshipniklar kabul kiladi.

Ba'zan kalta uk yuki val ikki podshipnikdan emas, balki bitta podshipnikda urnatiladi: bu xolda podshipnik ancha uzun ($l \approx 12d$) kilib yasaladi, valning diametri d ga teng kilib, podshipnikning ikki chekkasiga ishlov beriladi, urta kismidagi l_1 : uzunligi esa ishlovsiz koldiriladi.

Podshipnikning eng muxim kismi vkladishlardir.

Sapfanning bosimini bevosita kabul kiluvchi bu vkladishlar eyilishga yaxshi ta'sir kilib karshilik kursatishi va zarbali nagruzkalarni sinmasdan kabul kila olishi uchun etarli darajada elastik bulishi kerak.



Afzalliklari.

Vallarda anik yunalish beradi, chunki detallar soni oz, dumalash podshipniklariga nisbatan.

Vkladish bilan val orasida moyli podushka xosil buladi, bu uz navbatida zarb, titrashlarni yaxshi kabul kiladi.

Katta aylanishlarda yaxshi ishlaydi, dumalash podshipniklari ish muddati pasayadi.

Podshipnik ikki bulakdan iborat, shuni uchun xam dumalash podshipniklarini urnatish mumkin bulmagan xollarda urnatiladi.



Kamchiliklari:

Dvigatelni ishga tushirish va tuxtatish vaktlarida ishkalanishni katta bulishi.

Vallar va uklarni podshipnik turgan joylarini eyilishi.

Moy kup sarf buladi.

Katta nagruzka va tezliklarda podshipnik uzeli konstruksiyasi shuningdek uni ishlatish ancha murakkablashadi.

Ishlatilish joylari:

Zarb, titrashda ishlaydigan joylarda (molotalar, porshenli dvigatellarda).

Tirsakli vallarda:

Vallarni diametri katta bulgan joylarda.

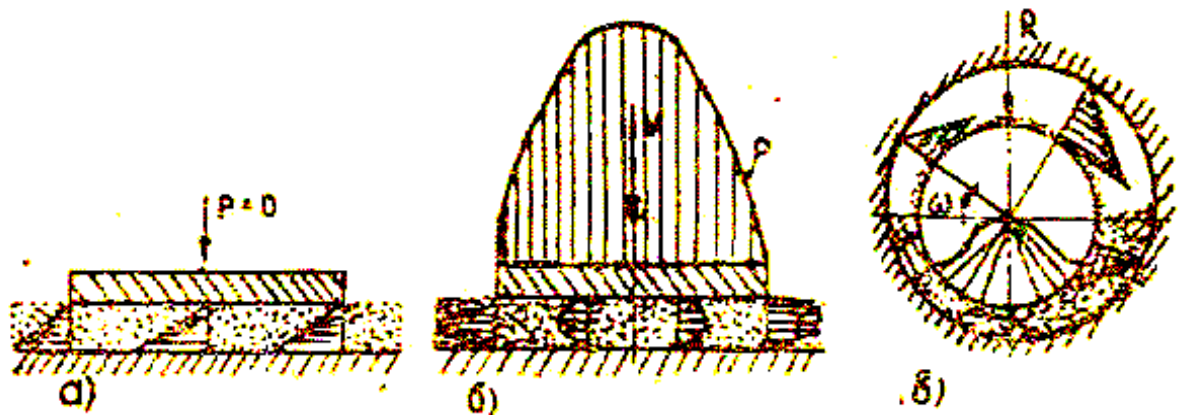
Vallar katta aylanishda ishlaganda (sentrofugalarda).

Stanok shpindellarida.

Sekin aylanadigan dvigatellarda.

Asosiy nazariyalar.

Tayanchlardagi ishkalanish. Ishlash rejimiga karab moylash sistemasi 3 xil buladi.
yarim kuruk: 2. kuyuk: 3. chegaraviy.



Rasm 33. Kesilgan bosim R , bilan siljish tezligi v , urtasidagi boglanish.

Namlash tezligi bilan kattik yuza tezligi tugri chizik konuniga buysinadi tezlik O dan V: (rasm. 33, a).

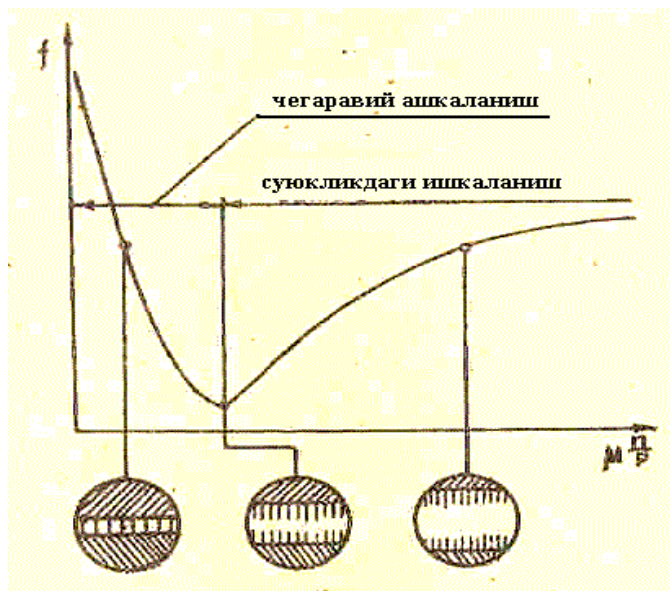
Moy tezligi va kalinligi parabola konuni buyicha uzgaradi (rasm. 33,b).

Silindrli podshipniklarda moy kalinligi ponasimon shaklida xosil buladi (rasm 33,v).

Ishkalanish nazariyasi. Sirpanish podshipniklarida ishkalanishga ketgan kuvvat shunchalik kup, agar ishkalanish koefitsientini katta bulsa (rasm 34).

Rasm 34. Ishkalanish koefitsientining rejim xarakteristikasiga bogliklik grafigi. μ – moylik

kovushkokligi: $\frac{\kappa\mathcal{Z} \cdot \text{cek}}{\mathcal{M}^2}$



R – solishtirma bosim, $\frac{\kappa\mathcal{Z}}{\mathcal{M}^2}$

ω – aylanish burchagi tezligi, 1/sek

f – ishkalanish koefitsienti.

Podshipnikdagi ishkalanish momenti va kuvvati kuyidagicha topiladi.

$$M_{uu} = \frac{Rdf}{2}, \kappa\Gamma\mathcal{M}\mathcal{M} \quad N_{uu} = \frac{Rf\pi dn}{1000 \cdot 60 \cdot 10^2}, \kappa Bm$$

bu erda: R – podshipnikka ta'sir kiluvchi kuch, kg:

f – ishkalanish koefitsienti. d – val diametri, mm. n – aylanishlar soni, ayl/min.



Podshipniklarni xisoblash.

Kontakt zurikishi. Sekin aylanadigan vallarda, ya'ni aylanma tezlik $V = 0,1$ m/s.dan oshmaganda, issiklikni ajralib chikishi uncha katta bulmaydi, u xolda yuzani chegaralangan zurikish buyicha xisoblanadi.

$$\psi_{\max} = 2,88 \frac{[\sigma]^2}{PE}$$

Bu erda: $\frac{\Delta}{d}$ - nisbiy oralik:

Δ - diametrial oralik:

$[\sigma] = 3 \dots 5$ NV – ruxsat etiladigan zurikish, kg/sm² materialiga karab kabul kilinadi.

$$P = \frac{R}{ld} \quad \text{- shartli nisbiy bosim}$$

podshinikka ta'sir kiluvchi.

l – podshipnik uzunligi.

d – val diametri.

E – keltirilgan elastiklik moduli.



vkladish

Eyilishni oldini olish. Agar $V > 0,1$ m/s, u xolda ikki mezon buyicha tekshiriladi.

$$P = \frac{R}{ld} \leq [P]$$

$$PV = \frac{R}{ld} V = \frac{R}{ld} \cdot \frac{\pi n d}{30 \cdot 2} = \frac{R \pi n}{60 l} \leq [PV]$$

Ishdan chikish sabablari:

Abrziv eyilish.

Podshipnik kiziganda yuklanishi.

CHarchash natijasida uvalanishi (pitting) ular asosan porshenli dvigatellarda xosil buladi.



Materiallari

Bronza. Bronzali podshipniklar asosan urta tezlikda va katta nagruzkada ishlaganda kullaniladi. (BROF 10 – 1 BR.OTSS – 6 – 3 va bosh)

Babbitt. Bular antifriksion materiallar bulib (B89, B 83) ishlatiladi.

CHuyan. CHuyandan bulgan kam podshipniklar kam aylanadigan vallarda ishlatiladi.

Antfriksion chuyan ASCH – 1 va boshkalar.

Metallokeramika. Metallokeramik materiallar, presslash yordamida ishlab chikariladi. Mis, temirlarga grafik yoki kurgoshin kushiladi.

Metall aralashmagan materiallar. Ular plastmassalar, yagochdan tayyorlangan plastmassalar, yagochlar, rezinalardir.

Moylash materialalar

Moylashda ikkki xil moy ishlatiladi:

a) – organik va b) mineral moylar.

Moylovchi suyuqlik ishkalanuvchi detallarning sirtini xullashi va yopishi kerak: suyuq va kattik muxit chegarasida ruy beradigan bu xodisa sirpanuvchi jismlar materialiga va suyuqlik xossalriga boglikdir. Moylar ayniksa xayvon yoglarida bu xossalar nixoyatda yaxshi buladi.

Moy kovushok ya'ni, joyida ishkalanadigan bulishi kerak:

Ishkalanuvchi sirtlar ponasimon kurinishda ingichka yorik xosil kilishi kerak

FOYDALANILGAN ADABIYOTLAR

1. X.X. Usmonxo`jaev «Mashina va mexanizmlar nazariyasi», Toshkent 1970 yil. – 576 bet
2. R.Rustamxo`jaev «Mashina va mexanizmlar nazariyasi» dan masala hamda misollar to`plami, Toshkent, 1987 yil. – 246 bet.
3. S.A.Yo`ldoshbekov «Mashina va mexanizmlar nazariyasi» dan masala hamda misollar to`plami, Toshkent, 1988 yil. – 158 bet.
4. И.И. Артоболевский «Теория механизмов и машин», Москва, 1988 год. – 640 страница.
5. K.M.Mansurov «Materiallarqarshiligikursi», Toshkent, 1983 yil. – 504 bet.
6. M.S.Movninva boshqalar «Texnikaviymexanika asoslari» Toshkent 1983 yil. – 450 bet.
7. А.В. Дарков, Г.С. Шпиро «Соппротивление материалов», Москва 1989 год. – 624 страница.
8. А.М. Михайлов «Соппротивление материалов», Москва 1989 год. – 352 страница.
9. Г.Б. Иосилеевич и др. «Прикладная механика», Москва 1989 год. – 351 страница.
10. I.Sulaymonov «Mashina detallari», Toshkent 1981 yil. – 304 bet.
11. Г.Б. Иосилеевич «Детали машин», Москва 1988 год. – 368 страница.
12. R.M.Tojiboev «Mashina detallarikursidanmasalalarto`plami», Toshkent, 1992 yil. – 140 bet.
13. M.T. Urozboev «Materiallarqarshiligi asosiykursi», Toshkent 1973 yil. – 498 bet
14. G.Sh.Zokirov «Mashina va mexanizmlarnazariyasi», Toshkent 2002 yil. – 184 bet.
15. KarimovR.I, SaliyevA., “Amaliy mexanika ” Tosh. Fan va texnologiya 2005 yil.
16. Mansurov K.M. “Materiallar qarshiligi” Toshkent O`qituvchi 1983 yil .
17. Usmonxo`jayev X.X. Mashina va mexanizmlar nazariyasi Tosh. O`qituvchi 1981 yil/
18. T.Rashidov va b.sh Nazariy mexanika

АНГЛО-РУССКИЙ СЛОВАРЬ ТЕХНИЧЕСКИХ ТЕРМИНОВ

[А]

aberration	абберация, отклонение
abnormal operation	ненормальная работа
abrasion	истирание, трение
abrasive	абразивный; шлифовальный материал (паста, наждачная бумага)
absorbent	поглотитель, абсорбент; сглаживающий (о фильтре)
absorption	поглощение, абсорбция
abut	прилегать, примыкать
AC voltage	переменное напряжение
acceptable	приемлемый, допустимый
access	доступ (к узлу, детали; к памяти)
access control mode	режим использования машины только допущенными пользователями
actuating mechanism	активизирующий механизм; механизм включения (пуска)
adjuster	регулировочный элемент
adjusting	регулировочный
adjusting copy quality	настройка качества копии
adjustment	регулировка, настройка
adjustment specifications	технические характеристики регулировки
agitator	Мешалка
Allen key	ключ "Аллена" ("шестигранник")
Allen screw	винт с шестигранным отверстием в головке (под ключ Аллена)
Allen wrench	гаечный ключ Аллена
align	выравнивать, центрировать
alignment	выравнивание; центрирование; наладка
alignment stud	палей (штифт) выравнивания
alignment tool	приспособление (инструмент) для выравнивания
alphanumeric	буквенно-цифровой
alphanumeric fault	неиспрвность буквенно-цифрового блока

Alphanumerics	буквенно-цифровые обозначения
arm	плечо, рычаг
arrangement	расположение, размещение; компоновка, монтаж; устройство, приспособление, система; наладка
array	Матрица
arrive	прибывать; наступать
Arrow	Стрелка
assembly	узел, устройство; сборка, монтаж
assign	присваивать, назначать
at random	произвольно
attachment	прикрепление, соединение; приставка, надставка
audible noise	воспринимаемый на слух шум
auger	шнек
Auto Clear	автоматический сброс (отмена)
autolatch	автоматический фиксатор
autometer	автоматический счетчик копий
autotransformer	автотрансформатор
auxiliary	дополнительный
available	наличный, доступный
average	средний (о значении); обычный, нормальный
average registration	средняя регистрация, нормальная регистрация
[В]	
backlash	зазор по окружности (между шестернями); мертвый ход; люфт, холостой ход
backward	обратный (о движении); назад; в обратном направлении; наоборот
baffle	козырек, направляющая, щиток
bag	мешок
ball carriage	шариковый транспортер; шариковая каретка
ballast	балласт, балластное сопротивление
band	полоса (на копии); лента
bar	стержень, балка, планка, пруток

bias	смещение, напряжение смещения
billing	общий счет копий
billing meter	счетчик общего числа копий
bin	ячейка, карман
bin plate	пластина ячейки (сортировочного устройства)
binary	двоичный
bind	застрывать, заедать, задевать
binder	переплет, обложка
binding	застривание, заедание; сшивание, переплет
binding bearing	заклинивший подшипник
binding edge	кромка (комплекта копий) для переплета
bins home switch	выключатель исходного положения ячеек (сортера)
bins indexing clutch	муфта индексирования ячеек
bit	бит, двоичный разряд, единица информации
blocked hole	забитое отверстие
border	край (бумаги), поле (у края)
border band	полоса по краю
bottom	низ, основание
bottom edge deletion	пропуск по нижнему краю (дефект качества копии)
bottom edge erase zone	зона засветки нижнего края
bounce	дрожание, подергивание; дрожать, подергиваться
box	коробка, рамка, квадрат
boxed symbol	обозначение в рамке
brace	распорка, стойка, подпорка, скоба, скрепление; связывать, скреплять
bracket	кронштейн, держатель, узел крепления
brake	тормоз
break (broke, broken)	ломать(ся), приходить в неисправность
breakage	поломка
breaker	прерыватель
break-in	прирабатываться; приработка

bum out	подгорать, прогорать
bumper	демпфер
burr	заусенец
button	кнопка
buzzer	зуммер
bypass	обход; шунтирование; обходной лоток
bypass the interlock	обойти блокировку
byte	байт

[С]

cable	кабель; трос, тросик
calibration	калибровка
calibration value	калибровочное значение; эталонное значение
cam	кулачок
cancel	отменять; сбрасывать (на "нуль")
cap	колпачок
capabilities	характеристики
capacitor (C)	конденсатор
capstan	ведущий ролик
carbon copy	копия, полученная под копирку
carbon fibre	углеволокно
carbon paper	копировальная бумага, копирка
carre out	проводить, осуществлять, выполнять
carriage	каретка
carrier	носитель, несущий элемент (конструкции)
cartridge	картридж, патрон, втулка, контейнер
caster (castor)	поворотный ролик, колесико
casting	отливка, литая деталь
catch	захват, зажим, замок; улавливать, ловить; улавливающий
catcher	улавливатель
cause	причина; влиять, вызывать

cause damage (to)	причинять убытки, наносить ущерб, портить
caution	предупреждение, предостережение
conductive grease	электропроводящая смазка
configuration	конфигурация, компоновка машины
confirm	подтверждать
connect	соединять; включать, подключать
connection	соединение; включение, подключение; связь
connector	соединитель, разъем
consecutive order	последовательный порядок
console	консоль, пульт
consumable	расходуемые материалы
consumption	потребление, расход
contact	контакт
contact brush	контактная щетка
contact plate	контактная пластина
contactor	контактор
container	контейнер, бак, резервуар
contaminant	загрязнитель
contamination	загрязнение
content	содержание
cool down	охлаждать(ся)
cooling	охлаждение
copier	копировальная машина, копировальный аппарат
copier configuration	конфигурация, компоновка машины
copy	копия
copy aberration	отклонение качества копии (от стандартного)
copy buckle	коробление копии, шлейф копии
copy collation	подборка копий
corrosion	коррозия
corrupt	портить(ся); искажать ; испорченный, нечистый; искаженный

cotton swab	тампон (хлопковой) ваты
count	счет, подсчет, отсчет; количество, число; одиночный импульс; считать, подсчитывать
counter-balance	противовес; уравнивать
counterclockwise direction	вращение (поворот) против часовой стрелки
coupler	устройство связи
crank arm	рычаг рукоятки
crash	аварийный отказ, авария
crease	складка, линия сгиба, фальц; сгибать, фальцевать
current converter	преобразователь тока
current limiting circuit	схема ограничения тока
curved cover	изогнутая крышка
cushion	смягчающая подкладка, подушка
cushion washer	смягчающая шайба
custom	изготовленный, сделанный по заказу
customer	заказчик
cut	резка, разрез; резать, отрезать
cut off, cut out	отключать, выключать, отсекать
cutout	рубильник, прерыватель, плавкий предохранитель; выключатель; выключенное состояние; вырез
cutter	резак
cyan	голубой
cycle	цикл
cycling	циклическое изменение, чередование

[D]

damage	повреждение, поломка; ломать, повреждать
damaged part	поврежденная деталь
damp	сырой, влажный; демпфировать, амортизировать
damper	демпфер, амортизатор
dampness	сырость
dark background	темный фон
dark bands	темные полосы (дефект качества копии)

dark blots	темные "кляксы" (дефект качества копии)
dark copy	темная копия
dark document	темный оригинал
dark dusting	темное напыление
dark streaks	темные линии (дефект качества копии)
Darker mode	режим "Темнее"
dash	пунктирная линия, пунктир
dashpot	демпфер
dashpot wiper	движок (шток) демпфера
data	данные, информация
data bus	информационная шина, шина данных
data compression	кодирование (fax)
data line	информационная линия, линия передачи данных
datum hole	базовое отверстие (для выравнивания)
datum pin	базовый штифт (для выравнивания); начальный вывод
decoder	декодер, дешифратор
decoding circuit	декодирующая схема
decrease	уменьшение; уменьшать, снижаться
decrease button	кнопка выбора уменьшения
decurler	устройство распрямления бумаги
dedication	выделение, назначение; аренда (канала связи)
deflection	отклонение, прогиб
deflector	дефлектор
deflector brush	щетка дефлектора
delay	задержка, запаздывание
delay send	задержанная передача
delete	вычеркивать; удалять; стирать
deletion	пропуск (изображения), пробел
deletion on copy	пропуски на копии
deliver	доставлять, подавать

delivery	доставка, подача
density	плотность (изображения)
depict	изображать, рисовать; описывать
depletion	истощение, обеднение
depress	опускать, снижать, понижать; нажимать
depressing	опускание, понижение уровня
depth	глубина
description	описание
detack	отделение
detack paper guide	направляющая отделения бумаги
detack shield bias	напряжение смещения экрана отделения
detect	обнаруживать, выявлять
detection	обнаружение, выявление
detector	детектор, чувствительный элемент
detent	собачка, защелка; палец, упор, стопор
developer bias	смещение проявителя, напряжение смещения проявителя
developer brush	кисть проявителя
developer housing	узел носителя, узел проявления
direct current (DC)	постоянный ток
dowel	шпонка
dowel pin	соединительный штифт
down	вниз, нижнее положение
down limit switch	нижний предельный выключатель
down position	нижнее положение
downward movement	движение вниз
drag	волочение, торможение, сопротивление
drip pan	поддон стекания (фьюзерного масла)
drive	привод; приводить в действие, в движение
drive belt	ремень привода
drive in	ввести

drive out	вывести
drive relay	реле привода
driver	задающее устройство, драйвер
driver PWB	ведущая печатная плата, драйверная печатная плата
drop	падение, снижение; капля
dump	ссыпать, опустошать
dump door	дверцы для ссыпания
duplex backstop	ограничитель обратного хода листа в дуплексном лотке
duplex copy	дуплексная (двусторонняя) копия
duplicator	множительная машина; копировальный аппарат
duration	продолжительность
dust	пыль; удалять пыль
dust cover	противопылевая крышка
dusting	напыление
dusting pouch	мешочек для напыления тальком

[E]

earth	земля (эл.)
earth leakage	утечка на землю
earth leakage breaker	прерыватель утечки заземления
earth spring	пружина заземления
earth wire	провод заземления
earthing	заземление, замыкание на землю
edge	кромка, край
edge connector	краевой соединитель, краевой разъем (для плат)
edge erase	подавление (стирание) изображения по краю
edge of the copy	край (кромка) копии
edit	редактирование
effect	действие, эффект, результат
effectiveness	эффективность
equivalent voltage value	эквивалентное значение напряжения

eject	вывод, выводить
ejecting	вывод; выбрасывание, выталкивание
electroluminescent lamp	электролюминисцентная лампа
electrical component	электрический элемент
electrical requirements	требования по электропитанию
electrometer	электрометр
electronic	электронный
electronic screwdriver	электронная отвертка
elevator	подъемный механизм, элеватор
enter	вводить, входить (напр. в режим диагностики)
entry guide	входная направляющая, направляющая ввода
environment	условия функционирования
environment requirements	требования к окружающей среде
environmental conditions	параметры окружающей среды, состояние окружающей среды
erase	подавление, стирание; подавлять, стирать
erase corotron	коротрон подавления (стирания)
erase current	ток подавления, ток стирания
erratic	неустойчивый, эрратический; неупорядоченный
error	ошибка
excessive current	избыточный ток
exert	прикладывать (усилие, давление)
exhaust	выпуск, выхлоп
expectancy	ожидаемый срок службы
exploded	в разобранном виде
exposed	экспонированный, подверженный действию
exposure	экспонирование, экспозиция
exposure intensity	интенсивность экспонирования
exposure lamp	лампа экспонирования
extender	удлинитель
extension	выступ, надставка

extension duct	удлинительная труба
extension spring	удлинительная пружина
external connector	внешний разъем
extinguish	гаснуть (о лампе)
extract	извлекать
extracting tool	извлекающий инструмент
extreme	крайний, предельный
eyelet	ушко, очко, петелька
[F]	
face	лицевая сторона
face cam	плоский кулачок
face down	изображением вниз, "лицом вниз"
face up	изображением вверх, "лицом вверх"
facilitate	облегчать, помогать, способствовать
factory adjustment	заводская настройка, заводская регулировка
fail	выходить из строя, отказывать
failed	отказавший, неисправный
failure	повреждение, неисправность, отказ
failure cause	причина отказа
failure symptom	симптом отказа, симптом неисправности
fan	вентилятор; распушить (стопку бумаги)
fan blade	лопасть вентилятора
fasten	прикреплять, закреплять
fastener	зажим, крепежная деталь
fault	неисправность, дефект, отказ, ошибка
fault analysis	анализ неисправности
fault symptom	симптом неисправности
faulty	дефектный, неисправный
feature	особенность, режим
feed	подача; подавать
feedback	обратная связь

feeder	устройство подачи
feeder chute	лоток, желоб устройства подачи
feedout	вывод
feeler	щуп
frame	рама, станина, корпус; кадр
frame lug	выступ (прилив) рамы
fray	протирать(ся), изнашивать(ся)
frayed insulation	изношенная изоляция
front-to-rear movement	движение спереди назад
full power	полная мощность
full size	полный размер, размер 1:1
fused and stripped copy	закрепленная и отделенная копия
fuser	фьюзер, устройство закрепления
fuser wrinkle	образование морщин (на копии) при прохождении через фьюзер
fusing	закрепление
fusing check	проверка закрепления
fusing heat control	управление температурой закрепления
fusing quality	качество закрепления
[G]	
gain	усиление, коэффициент усиления; получать (доступ)
gap	зазор, промежуток, просвет, щель
gas spring	пневмоамортизатор
gasket	сальник, прокладка, уплотнение
gate	затвор, вентиль, клапан; логическая ячейка
gauge	калибр, шаблон
gear	шестерня, зубчатое колесо; зубчатая передача
gearbox	коробка передач, редуктор
gear rack	зубчатая рейка шестерни
gearwheel	зубчатое колесо
general defects	основные дефекты; дефекты общего характера

general electromechanical faults	основные электромеханические неисправности (отказы)
general information	основная информация, информация общего характера
general procedures	основные процедуры
generation	образование, генерирование, генерация
generator	генератор
glass	стекло; окошко
glazed	залоснившийся (ремень)
glossy	блестящий, глянецовый
glow	накал, свечение; накаливаться, светиться
glue	клей
go to	перейдите к
grade of paper	качество (сорт) бумаги
grain	волокно (бумажное); текстура
grasp	схватывать, зажимать
grease	пластичная смазка; смазывать
grommet	прокладка, уплотнение
groove	канавка, паз, желобок, прорезь
ground	земля, заземление; заземлять
ground brushes	щетки заземления
group	группа
guard	ограждение; защищать, ограждать
guide	направляющая
guide plate	направляющая пластина

[Н]

half rate	половинный ход
half tone	полутона
handbook	справочное руководство, справочник
handcrank	поворачивать вручную

hand cut	резка вручную
handle	ручка, рукоятка, рычаг; манипулировать; подавать; обращаться (с чем-л.)
handler	устройство подачи; манипулятор
hand tighten	затянуть от руки, наживить
hanger screw	подвесной винт
hardware	аппаратное обеспечение (машины), оборудование; крепежные детали
harness	электрический жгут, электрическая проводка, электрический монтаж
hazard	опасность, вред
hazardous	опасный, вредный
haze	помутнение
head	головка, головная часть
heat	тепло, нагрев
heat rod	лампа (стержень) нагрева
heat roll	нагревательный вал фьюзера
heat sensitivity	теплочувствительность
heater	нагреватель, подогреватель
heater blanket	покрытие нагревателя
[I]	
imperfect	неидеальный, имеющий дефекты (о качестве копии)
inboard	внутренний
inch	медленно подвигать, поворачивать; дюйм (25,4 мм)
incorporate	ввести, включить (об изменении, модификации)
incorrect position	неправильное положение
increase	увеличение, возрастание; увеличивать, повышать
increase button	кнопка выбора увеличения
increased image size	увеличенный размер изображения
increased toner usage	увеличенный расход тонера

increment	приращение, инкремент
indentation	отпечаток, клеймо
index	указатель
index solenoid	соленоид индексирования
indexing	индексирование, индексация
indication	индикация, показание
indicator	индикатор, указатель
inductance	индуктивность, катушка индуктивности
inductor	индуктор, катушка индуктивности
information	информация
inhibit	запрет, блокирование; блокировать
initialization	приведение в начальное состояние, инициализация
initialize	инициализировать, приводить в начальное состояние
initiate	начинать, инициировать
initiation	начало, инициирование
injury	повреждение; вред, ущерб
inspection	осмотр, проверка
install	устанавливать, настраивать, налаживать
installation	установка
instruction	инструкция, указание
insulating block	изолятор
insulation	изоляция
insulator	изолятор
intake	вход, впуск, подвод
integrated circuit (IC)	интегральная схема
integrity of the image	целостность (неразрывность) изображения
intensity of exposure light	интенсивность света экспонирования
interference	помеха
interior	внутренний

interlock	блокировка, блокировочный выключатель
interlock cheater	имитатор блокировки
ionized oxygen	ионизированный кислород
irregularity	неравномерность, нарушение
irreparable	не поддающийся ремонту, не подлежащий ремонту
isolate	изолировать, выделять (о неисправности)
issue	выпуск (руководства, бюллетеня)
item	позиция, деталь
item number	номер позиции (на рисунке)
[J]	
jack	гнездо (разъема)
jam	застревание
job	работа, задача
jogger	толкатель
jumper	перемычка, соединительный провод
jumper connector	разъем-перемычка
jumper plug	разъем-перемычка, соединительная вилка
jumper wire	провод-перемычка, навесная перемычка
junction	соединение, стык
[K]	
K	тысяча (копий и т.д.)
key	клавиша, кнопка; ключ; шпонка
keyboard	клавиатура, кнопочная панель, клавишный пульт
keyway	шпоночная канавка
kick off	подхватывать
kicker roll	отталкивающий ролик
kit	комплект, набор
kit parts	детали, составляющие комплект
knife	нож
knife bars	балки ножа

knob	ручка, рукоятка
knurled	имеющий накатку, мелкую насечку
	[L]
label	этикетка, табличка, шильдик
lamp	лампа, индикатор
language	язык
large document	большой оригинал (А3)
laser safety	техника безопасности при работе с лазером
latch	запор, защелка; запирать; схема фиксации
late actuation	позднее (с запаздыванием) срабатывание (активизация)
latent image	скрытое изображение
latent patch	скрытое пятно
layer	слой
lead	провод, проводник; передний
lead edge	передняя кромка (край)
lead edge deletion	стирание (засветка) по передней кромке (краю)
leadscrew	регистрация передней кромки
leadscrew pulley	ходовой винт
leak	утечка; утекать, просачиваться
leakage	течь, утечка, просачивание
leg	ножка (машины), ножка (скрепки сшивания)
legal	формат бумаги (USA, 8.5"x14")
legend	условные обозначения
length	длина, расстояние
length guide	направляющая по длине (листа)
lens	объектив, линза
lens adjustment mechanism	механизм настройки объектива
lens and mirror cleaner	очистительная жидкость для оптики
light copy	светлая (бледная) копия
light dusting	светлое напыление

light exposure	экспонирование светом
light intensity	сила (интенсивность) света
light leak	утечка света
light level	уровень света, уровень свечения
light sensitivity	светочувствительность
light shock	световой удар (о фоторецепторе)
line change	линейный закон изменения (параметра
link	звено, связующее звено, связь, соединение, сцепление; рычаг, перемычка; канал связи; связывать(ся), соединять(ся), сцеплять(ся)
link signal	сигнал наличия
linkage	передача, механическая рычажная связь
link shaft	вал сцепления
lip	(упорный) выступ, фланец, край, закраина
list	список, перечень; вносить в список, составлять список
listing	листинг, распечатка
load	нагрузка, загрузка; нагружать, загружать
loading	нагрузка, загрузка
loading arm	нагрузочный (загрузочный) рычаг
loading bar	планка загрузки
loading paper	загрузка бумаги
lobe	выступ, площадка (кулачка)
locate	помещать, располагать, определять местоположение
lock collar	запорное кольцо
locking	запирание, блокирование
locking arm cam	кулачок запирающего рычага
locking nut	запорная гайка, контр-гайка
locking screw	запорный (стопорный) винт
locknut	стопорная гайка
lockwasher	упругая шайба

lodge	помещаться; оседать; застревать; обосновываться
log	регистрация, запись; журнал
low	низкий, низкоуровневый (о сигнале)
low frequency noise	низкочастотный шум (помехи)
low paper	малый остаток бумаги, "Мало бумаги"
low signal	сигнал низкого уровня
low toner	малый остаток тонера, "Мало тонера"
low voltage DC	низкое напряжение постоянного тока
low voltage power supply (LVPS)	блок питания низкого напряжения, низковольтный источник питания
lower limit	нижний предел
lubricant	смазка
lubricant tube	трубка смазки
lubricate (LU)	смазывать
lug	выступ, прилив, бобышка
[М]	
machine	машина, копировальный аппарат
magenta	пурпурный (colour copiers)
magnet	магнит
magnetic brush	магнитная кисть, магнитная щетка
magnetic brush cleaning	очистка магнитной кистью
magnetic brush development	проявление магнитной кистью
magnetic catch	магнитный замок
magnetic pickup	измерение магнитного поля
magnetic pickup tool	прибор для измерения магнитного поля
magnetic strip	магнитная лента
magnetic switch	(электро)магнитный переключатель
magnification	увеличение
magnification control	управление увеличением
magnification correction factor	коэффициент коррекции (поправки) увеличения
maintain	поддерживать, сохранять

maintenance	техническое обслуживание
making multiple copies	многократное изготовление копий, тиражирование
making single copies	изготовление одиночных копий
maladjustment	нарушение регулировки, "разрегулировка "
malalignment	нарушение выравнивания, нарушение центровки
male connector	вилка разъема, "папа"
malfunction	неисправность, отказ; аварийный режим
manifold	трубопровод, коллектор, сборник
mesh	зацепление; зацепляться, вводить в зацепление
message	сообщение (на дисплее)
metal filings	металлическая стружка (от срабатывания металлических деталей в машине)
meter	счетчик; контрольно-измерительный прибор
meter probe	пробник (шуп) измерительного прибора
meter reading	показание измерительного прибора
metering tray	мерительный лоток
microcontroller	микроконтроллер
microprocessor	микропроцессор
microswitch	микровыключатель
midpoint	средняя точка, срединная точка
mirror	зеркало
misunderstanding	непонимание
mobility	мобильность; подвижность
mode	режим
mode of operation	режим работы
mode selection	выбор (задание) режима
modification (MOD)	модификация
modify	модифицировать
module	модуль, узел
moisture	влажность, сырость, влага

moisture content	влагосодержание
momentarily	на мгновение, кратковременно
monitor	контролировать, следить; средство контроля
monitoring	контроль, слежение
motor (MOT)	электродвигатель
mottle	рябина, пятно (дефект качества копии)
mount	монтажная площадка (узел); монтировать
mounting	установка, монтаж, сборка; установка, агрегат; сборочная единица, узел, блок; монтажная схема, схема соединений
move	перемещать(ся), смещать(ся)
moveable	подвижный
movement	движение, перемещение
multipurpose lamp	многоцелевая (универсальная) лампа
multipurpose paper	универсальная бумага
mylar	майлар (искусственная пленка)
mylar strip	майларовая лента (пластина, рейка)
[N]	
name of the part	название детали
narrow	узкий
needle nose pliers	остроносые плоскогубцы
negative	отрицательный, негативный
net	сеть, схема
neutral	нейтраль, нейтральный провод; нейтральный
neutral density filter	нейтральный по плотности светофильтр
nip	зажатие, прижатие, зажим, точка зажатия
nip force	усилие прижатия
nip gear	механизм зажатия, прижимной механизм
nip roll	прижимной ролик
nipple	ниппель, шнур
no change	без изменений
noise	шум, помехи

noise filter	фильтр помех
noise suppressor	устройство подавления (подавитель) помех
nominal	номинал; номинальный
nominal supply voltage	номинальное напряжение питания
non-fusing	нет закрепления (копий)
non-image area	область без изображения
non-volatile memory (NVM)	память с сохранением информации, устойчивая память, память NVM
notch	прорезь, вырез, метка; деление
note	примечание
notify	извещать, уведомлять; объявлять
not used	не используется
nudger	подталкиватель, подталкивающий
number	номер, число, цифра
numbering	нумерация
numeral	цифровой
numerical	численный, цифровой
nut	гайка
nut wrench	гаечный ключ
nut plate	пластина (плита) с резьбой
[O]	
objective	цель
observe	наблюдать; соблюдать (правила)
obstruction	преграда, постороннее тело, засорение
occur	происходить, иметь место
occurrence	событие; случай; появление; осуществление события; наличие, присутствие; распространение
odd number	нечетное число, нечетный номер
odd number pages	страницы с нечетными номерами
OFF	выключено
offer	предлагать

off-line	автономный
offset	смещение (изображения, лотка), сдвиг
offset paper	офсетная бумага
offsetting	смещение
offsetting catch tray (OCT)	смещающийся улавливающий лоток, лоток OCT
ohmmeter	омметр
oil	масло, смазка; смазывать
oiler	масленка
omission	пропуск, пробел
ON	включено
one quater turn fastener	винт на одну четверть оборота
on-line	подключенный
one-sided	односторонний
one-way clutch	одноходовая муфта
one-way roller	однонаправленный ролик
opaque	непрозрачный, непросвечивающий
open	открытый, разомкнутый; открывать, размыкать
open circuit	разомкнутая цепь (эл.)
open clinch	неполное загибание (скрепки) (дефект сшивания)
open contacts	разомкнутые контакты
open loop	незамкнутая цепь (контур), блокированная цепь, разомкнутый цикл (управления)
open thermistor	разомкнутый термистор
open wire	разомкнутый провод
operate	работать, срабатывать (чем-л.), эксплуатировать
operating	рабочий
operating mode	рабочий режим
operation	работа, срабатывание, эксплуатация
ordered	упорядоченный

orient	ориентировать
orientation	ориентировка, ориентация
orifice	отверстие
original	оригинал
original value	первоначальное значение
O-ring	O-образное кольцо, клипса
otherwise	иначе; в противном случае
outboard	внешний, наружный
outlet	штепсельная розетка, выходное отверстие, выход, выпуск
out of adjustment	нарушена регулировка
out of toner	состояние отсутствия тонера
output	мощность; выход, вывод; выходной сигнал
output tray	выходной лоток
overall grey copy	полностью серая копия (с однородным высоким фоном)
over-exposure	переэкспонирование
overflow	переток, переполнение
overhang	свешиваться, нависать
overheat	перегрев
overheating	перегрев
overload	перегрузка
overshot	перебег, заскакивание (за установленное положение, значение)
oversize	превышение размера; увеличенный размер; превышать номинальный размер
overtemperature thermostat	термостат перегрева
over-tighten	перезатягивать, затягивать слишком туго
overtone	перетонированный
overtone	перетонирование
overtravel	перебег, переход за установленное положение
overview	обзор

oxidize	окислять(ся)
ozone	озон
ozone blower	озонный вентилятор
ozone filter	озонный фильтр
[P]	
package	набор, комплект
packing material	упаковочный материал
packing tape	упаковочная клейкая лента
pad	подушка, подкладка, прокладка; площадка
paddle	лопасть, лопатка
page	страница
page count	счет страниц
paint	краска, красящий пигмент; красить
pan	поддон, корыто, лоток
panel	панель
paper	бумага
paper buckle	шлейф (коробление) бумаги
paper self-strip	самоотделение бумаги (на остром изгибе фоторецептора)
paper size	формат бумаги
paper size link	перемычка, определяющая размер бумаги
paper stock	запас бумаги
paper tray	лоток для бумаги
paper weight	плотность (вес) бумаги
paper wrinkle	складка на бумаге
parallax	параллакс
parallelism	параллельность
photoreceptor module	модуль фоторецептора
photoreceptor shaft	вал фоторецептора
photoreceptor wash	материал для промывки фоторецептора
photosensitive	фоточувствительный

phototransistor	фототранзистор
physical	физический
pin	шпилька, штифт, палец; контакт
pinch	сдавливание, сжатие; сужение; защемление; сдавливать, сжимать, пережимать; защемлять
pinched	сжатый; прищемленный; истощенный
pinch roll	прижимной ролик
pivot	шарнир, ось вращения; вращаться, вертеться; устанавливать на оси; поворотный
pivot (on, upon, about)	вращаться вокруг
pivot arm	шарнирный рычаг
pivot frame assembly	узел поворотной (шарнирно поворачиваемой) рамы
plastic cable	пластичный (гибкий) тросик
plastic shim	пластмассовая прокладка
plate	плита, пластина, табличка
platen glass	стекло оригинала
play	зазор, люфт
PM (preventive maintenance)	профилактическое техническое обслуживание
pocket	карман, отсек
point	точка, место; момент
point to	указывать, показывать
pointer	стрелка, указатель
pointing	заострение
polarity	полярность
polish	полировочный материал; полировать
polling	запрос, опрос
poor connection	плохое соединение
poor electrical connection	плохое электрическое соединение
poor fused copy	плохо закрепленная копия
popping noise	потрескивающий шум (при вспышках лампы экспонирования)

position	(рас)положение, размещение; местоположение; определять положение; располагать, поместить(ся)
positioning	регулировка положения; установка на место; корректировка; направляющий, устанавливающий, корректирующий
potential fault	возможная неисправность
potentiometer	потенциометр
potentiometer adjustment	регулировка посредством потенциометра
pound	фунт (0,4536 кг)
pour	засыпать, заливать
precharge light	свет предзаряда
preclean	предварительная очистка, предочистка
prefeed	предварительная подача
prefold	предварительная фальцовка, предфальцовочный
prefuser	до фьюзера
preheat	предварительный нагрев
pre-installation	предустановка
premature component failure	преждевременный отказ элемента
premature failure	преждевременный отказ (выход из строя, разрушение)
preparation	подготовка
prepunched paper	перфорированная бумага
preregistration	предварительная регистрация
present	присутствующий
preset parameter	заданный параметр
preset reduction	заданное уменьшение
press	нажимать
press out	отжать
pressure	давление, прижим
pre-transfer	предварительный перенос
printed wired board (PWB)	печатная плата, PWB

printer	принтер, печатающее устройство
priority	приоритет, первоочередность
probe	пробник, щуп
probe holder	держатель пробника
probe tip	наконечник (кончик) пробника
problem	проблема, неисправность
problem solving	решение проблем(ы)
procedure	процедура
proceed	поступать, действовать; продолжать
proceed to	переходить (к чему-л.), (про)следовать
process	процесс
process control	управление процессом
program access button	кнопка "Доступ к программе"
program entry	ввод программы
program error	ошибка программы, программная ошибка
programmable memory	программируемое запоминающее устройство
programming	программирование, задание программы; часто - задание количества копий
programmable read-only memory (PROM)	программируемое постоянное запоминающее устройство, ППЗУ
projection	проецирование; выступание
prong	штырь, штырек
protection	защита
protection circuit	схема (цепь) защиты
protective tape	защитная лента
purge	удалять, ссыпать; очищать, продувать
purpose	назначение, цель
pursuant (to)	согласно (чему-л.)
push	толчок, столкновение, удар; кнопка; нажимать, толкать; нажимной
push down	нажимать вниз, прижимать; надавить(на что-л.)
pusher	толкатель; толкающий

push rod	нажимной стержень
push up smth	поднимать что-л.
pushbutton	нажимная кнопка
PWB reset	установка печатной платы в исходное состояние

[Q]

qualified	компетентный, увалифицированный; подходящий, пригодный
quantity display	индикатор количества (копий)
quantity selector	селектор количества (копий)
quartz lamp heater	кварцевый ламповый нагреватель
quick release button	кнопка быстрого освобождения (на электродвигателе)

[R]

rack	зубчатая рейка
radial	радиальный
radial rid	радиальное ребро
radius	радиус
rail	рельсовая направляющая, рельса
raise	поднимать
raised position	(при)поднятое положение
raising the elevator	подъем элеватора
ramp	уклон, скос
random	произвольный, неупорядоченный
random jams	произвольные (случайные) застревания
random noise	произвольный шум, помехи
range	диапазон, амплитуда
range of values	диапазон значений
ratchet	храповик, трещотка
rate	уровень; скорость, частота
reading	считывание; показание (прибора)
re-adjust	повторно регулировать

ready	готовность
ready mode	режим готовности
ream	стопка, пачка (бумаги)
rear	задняя сторона
rear cover	задняя крышка
rear edge registration guide	направляющая регистрации задней кромки
rear edge zone	зона засветки заднего края
rear view	вид сзади
reassembly	повторная сборка, переборка (машины)
recalibration	повторная калибровка, перекалибровка
recall	повторный вызов; вызывать повторно
receiving tray	накопительный лоток
reissue	переиздание; переиздавать
related	связанный
relative humidity	относительная влажность
relay	реле
relationship	зависимость, связь, отношение
relative to	относительно, по отношению к, по сравнению с
release latch	замок расцепления
release the spring force	снять усилие пружины
reliable	надежный (в работе или эксплуатации)
reliability	надежность, безотказность
reliably	надежно
remote	дистанционный
repetition	повторение
rephaser	перефазировщик
resistance measurement	измерение электрического сопротивления
resistor	резистор, сопротивление
resolution	резкость (изображения), разрешающая способность, разрешение
respective	соответственный; связанный (с чем-л.),

	соответствующий (чему-л.)
respond (to)	реагировать, отзываться (на что-л.)
response (to)	(в) ответ (на)
response time	время реакции (срабатывания)
restart	повторный запуск, рестарт
restoration	восстановление; возврат, возвращение
restore	восстанавливать, возвращать в исходное состояние
restored	восстановленный
restriction	ограничение
restrictor	ограничитель
resume	сводка; итог, вывод; возобновлять, продолжать; подводить итог
retainer	стопор, фиксатор
retaining clip	стопорный зажим, фиксатор
retaining plate	стопорная пластина
retaining ring	стопорное кольцо
retard	замедлять(ся), тормозить(ся)
reverse direction	реверсное направление
reverse drive	реверсный привод
reversible	обратимый; реверсируемый
route	прокладывать, проводить (напр., провод, кабель)
routine	программа
row	ряд
rub	приходить в соприкосновение, соприкасаться, задевать
rubber	резина; резиновый
rubber rollers	резиновые ролики
rub on smth.	задевать о (обо) что-л.
rule	линейка; правило
run	работа, прогон, тираж; запускать в работу

run modes	режимы работы
running	работа (прибора, механизма), эксплуатация; рабочий, работающий, действующий, находящийся в эксплуатации, движущийся
running regime	режим работы, режим эксплуатации
running wheel	ходовое колесо
rust	ржавчина
[S]	
safety	безопасность, защитный
safety standards	требования безопасности
sales	продажи
scale	линейка, шкала
scan	сканирование
scan cable	тросик сканирования
scan carriage	кадетка сканирования
scan carriage alignment	выравнивание кадетки сканирования
scan rails	рельсовые направляющие (кадетки) сканирования
schedule	программа, график
schematic	схематический, схематичный; схема
schematic diagram	принципиальная схема
scratch	царапина, мелкая трещина
screw	винт
screwdriver	отвертка
scribe line	метка, риска
scuffer rolls	ролики механизма подталкивания
seal	уплотнение
seal brush	щетка уплотнения
seat	седло, гнездо; сажать, устанавливать, ставить, подгонять по месту
second feed	вторичная подача
section	раздел

secure	крепить, закреплять; обеспечивать, гарантировать
secure polling	защищенный запрос (fax)
securely	ничего не опасаясь, спокойно, в безопасности; надежно, в надежном месте
segment	сегмент; звено (механизма, цепи); подсистема
seize	заклинивать, заедать
select	выбирать, задавать (режим)
selected	отобранный, выбранный; заданный
selected quantity	заданное количество (копий)
slide switch	ползунковый переключатель
slip clutch	муфта скольжения
slippage	проскальзывание, пробуксовка
solder	припой; запаивать, паять
solder connection	паяное соединение
soldering	пайка
soldering iron	паяльник
solder joint	паяное соединение
solenoid	соленоид
solenoid linkage	рычажная связь соленоида
solid area	область сплошного изображения
sorter	сортер, сортировочное устройство
sorter bin	ячейка сортера
sorter jam	застревание в сортере
source of heat	источник тепла
spring	пружина
spring bracket	пружинный кронштейн
spring clip	струбцина крепления рессоры
spring fastener	пружинная скоба (зажим, замок)
spring force	создаваемое пружиной усилие
spring-loaded	подпружиненный

sprocket	звездочка
squeak	шум, скрип
stabilization	стабилизация, уравнивание
stack	стопка, пачка, набор, комплект; укладывать в стопку, пачку
stack height	высота стопки
stacker	укладывающее устройство, приемный стол, укладчик
stacking	укладка (копий в приемном столе)
standoff	отталкивание, отталкиватель
staple	скоба для сшивания, скрепка
staple cartridges	картриджи сшивателя
staple cycle	цикл сшивания
staple gauge	размер скрепки, сортамент проволоки для скрепки
stitch cycle	цикл сшивания
stitcher	сшиватель
stitching	прошивание, сшивание
store	запоминать, хранить
stored values	хранимые в памяти значения
streak	полоса
strike	бить, ударять
striker	ударник, боек
strip	отделять, снимать; лента, полоса
stripper finger	палец отделения
stroke	ход; перемещение; величина хода; перемещать
stroke length	длина хода
switch circuit	схема переключения, коммутационная схема
switching ON/OFF	включение/выключение
symbol	символ, условное обозначение
symptom	симптом, признак (неисправности)
system error	системная ошибка, ошибка системы

[T]

tab	лапка, ушко; табулятор (разделитель)
table	таблица
table of contents	оглавление
tag	модификация; метка; обозначение; помечать; маркировать; обозначать
tag number	номер модификации
takeaway	отвод, отводной
takeaway shaft endplay	осевой люфт вала отвода
tandem	сдвоенный
tap	отвод (напр., катушки индуктивности), ответвление (напр., обмотки трансформатора)
target	мишень, цель
target value	требуемое значение (при настройке)
tear	износ, срабатывание; разрыв; изнашиваться, срабатываться; разрывать, вырывать
tearing	образование разрыва; разрыв, вырывание; изнашивание, срабатывание
tee fitting	Т-образный фитинг
teeth	зубья, зубцы; насечка (напильника)
template	шаблон; образец, эталон
temporarily	временно, на время
temporary	временное
tens	десятки
tension	натяжение; натягивать
tension idler	натяжной шкив
tensioner	натяжное устройство; натяжной шкив; механизм натяжения
tensioner pulley	натяжной шкив
terminal	концевик, клемма, вывод, контакт
terminate	завершать, прекращать
thermistor	термистор, терморезистор
thermostat	термостат, стабилизатор температуры

thickness	толщина
threaded	снабженный резьбой, нарезанный; нитяной
throughput	пропускная способность, производительность (установки)
toner bridging	образование "мостиков" из тонера
toner cartridge	тонер-картридж
toner catch bottle	сборник тонера
toner consumption rate	уровень расхода тонера
toner quality	качество тонера
toner removal	удаление тонера
toner sump	отстойник тонера
toner supply	подача тонера
tool	инструмент, приспособление; обрабатывать инструментом
top	верх
traction	тяга, сила тяги, тяговое усилие; волочение; сила сцепления
trail(ing) edge	задняя кромка
transfer	перенос
transferring the image	перенос изображения (на бумагу)
transformer	трансформатор
transistor	транзистор
transit latch	транспортировочный запор
translucent film	полупрозрачная пленка
transmission	передача
transmissive sensor	пропускающий датчик, датчик прохождения (сигнала)
transparency	прозрачная пленка
turn	оборот, поворот; поворотный; поворачивать(ся)
turn around	поворотный, поворачивать вокруг
turn over	переворачивать
twisted wire pair	пара скрученных проводов

two-digit status code	двухзначный цифровой код состояния
two-phase power	двухфазное питание
two-roll magnetic brush system	двухроликовая система магнитной щетки
two-sided	двусторонний
type	тип
[U]	
uncollated	неподобранные
underside	нижняя сторона
undock	отстыковывать
uneven	неровный, неравномерный, неоднородный
unfold	развертывать, расстилать; раскрывать, открывать; раскрываться, развиваться
unfused	незакрепленный
unlatch	отпирать
unit	узел, блок; единица
up	вверх,верху; подъем
up limit switch	предельный выключатель верхнего положения (подъема)
up position	верхнее положение
upper	верхний
upright	вертикальный, прямой
upright position	вертикальное положение
up-to-date	современный, новейший
upward movement	движение вверх
usage	частота использования, используемость
user	пользователь
User Guide	руководство для пользователя

[V]

vacuum	вакуум
vacuum cleaner	пылесос
vacuum duct	вакуумная труба, вакуумный канал
valve	клапан

value	значение, величина
value of the signal	значение сигнала
variable contrast	изменяемая контрастность
variable reduction	изменяемое уменьшение
variable response time	изменяемое время срабатывания
variation of reading	изменение показаний
velocity	скорость
ventilation	вентиляция, воздушное охлаждение
vent plug	вентиляционная заглушка (пробка)
visible image	видимое изображение
visual check	визуальная проверка
V-notch	V-образный надрез (канавка, метка)
void	делать недействительным, аннулировать; сводить на нет, уничтожать
volatile memory	энергозависимая память, память с разрушением информации при выключении питания
voltage	напряжение
voltmeter	вольтметр
[W]	
wait sensor	датчик ожидания
wait station	позиция ожидания
wall outlet	стенная розетка питания
warning	предупреждение
warm	прогрев, нагрев; нагревать(ся), прогревать(ся)
warming-up	прогрев, прогревание
warm-up time	время прогрева
warp	коробление, искривление, перекос; искривляться, перекашиваться
warranty	гарантия, гарантийный
washer	шайба, прокладка
waste toner	отходы тонера, отработанный тонер
waste toner bottle	сборник отработанного тонера

watchdog	слежение
weaken	ослаблять
weakening	ослабление; ослабевающий; ослабляющий
weakness	непрочность; слабость
wear	износ
wear marks	следы износа
weight	вес, плотность (бумаги)
weighted	нагруженный; взвешенный
wheel	колесо; маховик; ролик; шкив; поворачивать(ся), вращать(ся)
wipe	вытирать, протирать
wire	провод, проволока
wiring	электропроводка
wiring diagram	диаграмма прокладки электропроводов; электрическая схема, коммутационная схема
with	с (чем-л.)
without	без (чего-л.)
with reference to	относительно, ссылаясь на
work surface	рабочая поверхность
worn	истертый, изношенный
wrinkled paper	измятая (сморщенная) бумага

[X]

xerographic	ксерографический
xerographic components	элементы ксерографической системы
xerographic control	управление ксерографией

[Y]

yellow (YEL)	желтый
yield	производительность, расход
yoke	хомут, серьга, скоба, вилка

	MUNDAREJA	
	NAZARIY MEXANIKA BO'LIMI	
1	<i>Kirish. Nazariy mexanikaning rivojlanishtarixi. Statikaning asosiy tushuncha va qoidalari. statika aksiomalari. Bog'lanishlar va bog'lanish reaksiyalari.</i>	3
2	<i>Kesishuvchi kuchlarni geometrik usulda qo'shish. Kuchning o'qdagi va tekislikdagi proeksiyasi. Kuchning analitik usulda berilishi. Kuchlarni analitik usulda qo'shish.</i>	10
3	<i>Kuchning markaz (nuqta) ga nisbatan momenti. Juft kuch va uning momenti. Bir tekislikda joylashgan juft kuchlarni qo'shish. Jift kuchlar sistemasining muvozanat shartlari.</i>	19
4	<i>Fa'zodagi juftlarni qo'shish. Fazodagi kuchlar sistemasini berilgan markazga keltirish. Fazoviy kuchlar sistemasining muvozanat shartlari.</i>	25
5	<i>Moddiy nuqta kinematikasi. Kinematikaga kirish. Kinematikaning asosiy tushunchalari. Nuqta harakatining berilish usullari: vektor usuli, koordinatalar usuli, tabiiy usul. nuqtaning harakat izi. nuqtaning tezlik va tezlanish vektorlari</i>	29
6	<i>Qattiq jism kinematikasi. Qattiq jismning eng sodda harakatlari. Qattiq jismning ilgarilanma harakati. Ilgarilanma harakatdagi jism nuqtalarining harakat izlari, tezliklari va tezlanishlari haqidagi teorema.</i>	37
7	<i>Qattiq jismning qo'zg'almas o'q atrofidagi aylanma harakati. Aylanma harakat tenglamasi. Jismning burchak tezligi va burchak tezlanishi. Qo'zg'almas o'q atrofida aylanuvchi jism nuqtasining tezlik va tezlanishi.</i>	40
8	<i>Oniy markaz. Tekis shakl nuqtasi tezligi va tezlanishini oniy markaz yordamida aniqlash</i>	46
9	<i>Dinamika. dinamikaning asosiy tushuncha va qoidalari. Dinamikaga kirish. Asosiy tushunchalar. Dinamika qonunlari. dinamika masalalari. Moddiy nuqta harakatining differensial tenglamalari va ularni integrallash. Inertsia kuchi</i>	56
10	<i>Moddiy nuqtaning tebranma harakati. Moddiy nuqtaning erkin tebranma harakati. Moddiy nuqtaning so'nuvchi tebranma harakati. Moddiy nuqtaning majburiy tebranma harakati. Rezonans hodisasi.</i>	62
11	<i>Mexanik sistema dinamikasi mexanik sistema. Ichki va tashqi kuchlar. Sistema massasi. Massa markazi. Mexanik sistema va qattiq jismning inersiya momentlari haqidagi teorema. Inersiya radiusi. Jismning o'zaro parallel o'qlarga nisbatan inersiya momentlari haqidagi teoremasi.</i>	74
12	<i>Dinamikaning umumiy teoremlari mexanik sistema harakatining differensial tenglamalari. Mexanik sistema massalar markazining harakati haqidagi teorema. Massalar markazi harakatining saqlanish qonuni.</i>	80
	MATERIALLAR QARSHILIGI BO'LIMI	
13	<i>Materiallar qarshiligi. Asosiy tushuncha va qoidalar. Cho'zilish va siqilish deformatsiyasi</i>	87
14	<i>Siljish va buralish. Tekis kesimlarning geometrik tavsiflari</i>	97
15	<i>Egilish. Egilishda ichki kuchlar faktorlari</i>	110
16	<i>Egilishda deformatsiya. Balka egilgan o'qi differensial tenglamasi va uni integrallash.</i>	116
17	<i>Siqilingan sterjenlarni ustivorlikka hisoblash. Eyler formulasi</i>	127
	MASHINA VA MEXANIZLAR NAZARIYASI	
18	<i>Mexanizm va mashinalarning tuzilishi va turlari</i>	130
19	<i>Mexanizmlarni kinematik tahlil qilish</i>	135

20	<i>Mexanizmlar dinamikasi. Kinetostatika.</i>	141
21	<i>Mexanizmlarni loyihalash asoslari. Mushtchali mexanizmlarni tahlil qilish va loyihalash</i>	145
MASHINA DETALLARI		
22	<i>Mashina detallari fanini kelib chiqish tarixi Detallar konstruksiyalari va nazariyalari. Detallarning ishlash layoqati va uni ta'minlash.</i>	148
23	<i>Birikmalar. Parchin mixli birikmalar.</i>	153
24	<i>Payvandli va yelimli birikmalar.</i>	156
25	<i>Rezbali birikmalar.</i>	159
26	<i>Yukko 'taruvchivayuruvchivintlar. Vintlijuftuzatmanihisoblash</i>	163
27	<i>Shponkali birikmalar..Tishli (shlisli) birikmalar</i>	170
28	<i>Vallar va o'qlar.</i>	174
29	<i>Mexanik uzatma. Friksion uzatmalar.</i>	178
30	<i>Tishli uzatmalar. Tishliuzatmanitishlashishnazariyasi.</i>	183
31	<i>Chervyakli uzatmalar</i>	187
32	<i>Zanjirli uzatmalar</i>	193
33	<i>Tasmali uzatmalar.</i>	196
34	<i>Muftalar.</i>	201
35	<i>Podshipniklar. Dumalash podshipniklari</i>	209
36	<i>Sirpanish podshipniklari</i>	215
37	<i>LUG'AT</i>	222